

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

Návrh převodovky osobního vozidla pro městský provoz

Design of a Gearbox for a City Car

Student: Michal Rotrekl

Vedoucí bakalářské práce: Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.

Ostrava 2013

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra částí a mechanismů strojů

Zadání bakalářské práce

Student: **Michal Rotrekl**
Studijní program: **B2341 Strojírenství**
Studijní obor: **2302R010 Konstrukce strojů a zařízení**
Specializace: **40 Konstrukce strojních dílů a skupin**
Téma: **Návrh převodovky osobního vozidla pro městský provoz**
Design of a Gearbox for a City Car

Zásady pro vypracování:

Vypracujte konstrukční návrh převodovky pro městský osobní automobil. Provedte rozbor hnacích sil a odporů, návrh a odstupňování převodů a vlastní návrh převodovky, který doplňte o vybrané základní výpočty ozubení, hřídelů a ložisek, v přílohách výkres sestavy a vybraný výrobní výkres.

Zadané podmínky:

- max. rychlost vozidla cca 150 km/hod, provozní hmotnost 900 kg, výkon motoru 44 kW při 5500 ot/min, točivý moment 95 Nm při 3500 ot/min
- pětistupňová mechanická převodovka dvouhřídelová, osová vzdálenost hřídelů 65 mm.

Seznam doporučené odborné literatury:

VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství František Vlk, 2006. 190 s. ISBN 80-239-6463-1.

Moravec Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. Skriptum. Ostrava: VŠB-TUO, 2000. ISBN 80-7078-807-0.

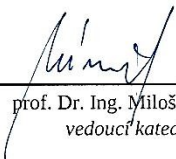
Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.


Vedoucí bakalářské práce: **Ing. Daniel Pišťáček, Ph.D.**

Datum zadání: 14.12.2012

Datum odevzdání: 20.05.2013




prof. Dr. Ing. Miloš Němček
vedoucí katedry


doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísezné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě ...20. 5. 2013.....


.....*Michal Bobek*.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на ве́домі́, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі́, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20. 5. 2013


.....
podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Michal Rotrekl

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Kyjev, U Vodojemu 1278

ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

ROTREKL, M. *Návrh převodovky osobního vozidla pro městský provoz: Bakalářská práce.* Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2013, 53 s. Vedoucí práce: Ing. Pišťáček, D. Ph.D.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem převodovky osobního automobilu pro městský provoz. V úvodu jsou rozpracovány jízdní odpory, působící na vozidlo za jízdy. Podle zadaných parametrů je poté stanoven maximální a minimální převod. Poté jsou stanoveny počty zubů jednotlivých soukolí, jejich základní rozměry a provedeny základní pevnostní výpočty ozubení. Dále je zkonstruován vlastní návrh převodovky a provedeny základní vybrané výpočty hřídelů a životnosti ložisek.

ANOTATION OF THESIS

ROTREKL, M. *Design of a Gearbox for a City Car: Bachelor thesis.* Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2013, 53 p. Thesis head: Pišťáček, D.

This thesis deals with the structural design of a gearbox for a City car. The introduction drawn rolling resistance acting on the vehicle while driving. According to the given parameters is determined maximum and minimum transfer after that. After the determination of the number of teeth of gears, their basic dimensions and design strength calculation of gearing. It is also designed custom design gear and make basic calculations selected shafts and bearing life.

1 Obsah

2	Úvod	8
2.1	Funkce převodového ústrojí	8
2.2	Konstrukce převodového ústrojí osobních vozidel	9
3	Rozbor hnacích sil a odporů vozidla	15
4	Návrh a odstupňování převodů	21
4.1	Stanovení $i_{c\min}$	21
4.2	Stanovení $i_{c\max}$	23
4.3	Rozsah převodování a odstupňování převodů	27
5	Návrhový a pevnostní výpočet ozubení	29
5.1	Návrhový výpočet ozubení	29
5.2	Pevnostní výpočet ozubení	29
5.3	Výpočet silových poměrů v ozubení	31
6	Konstrukce převodovky	33
6.1	Konstrukce základní převodovky	33
6.2	Konstrukce stálého záběru	34
7	Základní pevnostní výpočet hřídelů	35
7.1	Pevnostní výpočet výstupního hřídele pro první převodový stupeň	36
7.2	Pevnostní výpočet výstupního hřídele pro pátý převodový stupeň	42
8	Základní výpočty ložisek	47
8.1	Výpočet ložisek výstupního hřídele	47
9	Závěr	49
10	Použitá literatura	51
11	Seznam příloh	53

Seznam použitého značení:

i	Převodový poměr	[–]
R	Rozsah převodování	[–]
F	Síla, odpor	[N]
m	Hmotnost	[kg]
g	Tíhové zrychlení	[m/s ²]
M	Točivý moment	[N. m]
R _d	Dynamický poloměr kola	[m, mm]
e	Rameno valivého odporu	[m]
f	Součinitel odporu valení	[–]
η _c	Celková mechanická účinnost převodu	[–]
φ	Součinitel adheze	[–]
α	Úhel svahu	[°]
s	Stoupání svahu	[%]
γ	Měrná hmotnost vzduchu	[kg/m ³]
p _b	Barometrický tlak	[hPa]
t	Teplota okolního vzduchu	[°C]
v	Rychlost	[km/h]
S	Plocha	[m ² , mm ²]
c _x	Součinitel odporu vzduchu	[–]
J _i	Hmotný moment setrvačnosti	[kg. m ²]
J _{ki}	Hmotný moment setrvačnosti i-té části hnacího ústrojí	[kg. m ²]
η _{ki}	Převod mezi pojezdovými koly a i-tou částí hnacího ústrojí	[–]
z	Počet rotačních hmot	[–]

k	Počet kol vozidla	$[-]$
a_{zr}	Zrychlení	$[m/sec^2]$
δ	Součinitel rotačních hmot	$[-]$
n	Otáčky motoru	$[ot/min]$
L	Rozvor náprav	$[mm]$
h	Výška těžiště	$[mm]$
a	Vzdálenost těžiště vozidla od přední nápravy	$[mm]$
T	Výška těžiště přípojného vozidla	$[mm]$
w_{dov}	Dovolené oteplení obložení spojky	$[J \cdot cm^2]$
D	Vnější průměr lamely	$[mm]$
d	Vnitřní průměr lamely	$[mm]$
k_t	Počet třecích ploch	$[-]$
K	Počet převodových stupňů	$[-]$
N	Index převodového stupně	$[-]$
h_a^*	Poměrná výška hlavy zubu	$[-]$
ε_β	Součinitel záběru kroku	$[-]$
β	Skon zubu	$[^\circ]$
α_n	Úhel profilu zubu	$[^\circ]$
ε_α	Součinitel záběru profilu	$[-]$
ϑ	Měrný skluz	$[-]$
S_p	Porovnávací hodnota bezpečnosti	$[-]$
$K_{H\beta}$	Součinitel nerovnoměrnosti záběru	$[-]$
R_a, R_b	Reakční síly	$[N]$

d	Průměr	[mm]
x	Vzdálenost	[mm]
M_o	Ohybový moment	[N. mm]
σ	Normálové napětí	[MPa]
$\alpha_{\sigma \tau}$	Tvarový součinitel	[–]
τ	Smykové napětí	[MPa]
k_s	Statická bezpečnost	[–]
R_e	Mez kluzu oceli	[MPa]
L	Základní trvanlivost ložiska	[10^6 ot]
p	Exponent rovnice trvanlivosti	[–]
P	Ekvivalentní dynamické zatížení	[N]
C	Základní dynamická únosnost	[N]
e	Výpočtový součinitel	[–]

2 Úvod

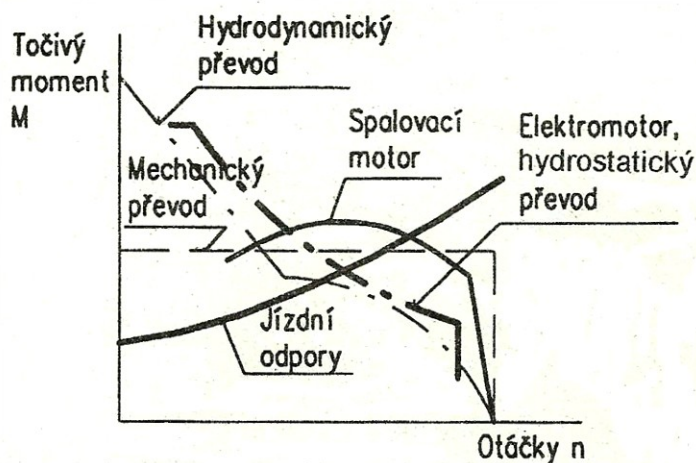
V dnešní době jsou na převody zejména osobních automobilů kladeny velmi vysoké požadavky. Musí bezpečně přenášet výkon motoru s minimálními ztrátami a minimální hlučností. Dále musí být optimálně využity výkonové parametry motoru, aby nedocházelo ke zbytečně vysoké spotřebě paliva. Je také nežádoucí, aby v průběhu provozu byla nutná výměna převodovky, nebo jejích součástí. V neposlední řadě je velmi důležité zachovat jednoduchost převodu a snadné ovládání převodovky.

To vše klade nároky na návrhový výpočet. Pro vypracování je třeba nejen znalostí z dynamiky vozidel, teorie převodů a ozubení, ale také z technologie výroby.

2.1 Funkce převodového ústrojí

Převodovému ústrojí se rozumí všechna ústrojí, která spojují motor s hnacími koly vozidla a realizují přenos točivého momentu. Často také slouží k přerušení toku točivého momentu, změnu jeho smyslu otáčení a změně jeho velikosti. Hnacímu ústrojí se rozumí pohonný agregát vozidla a převodové ústrojí.

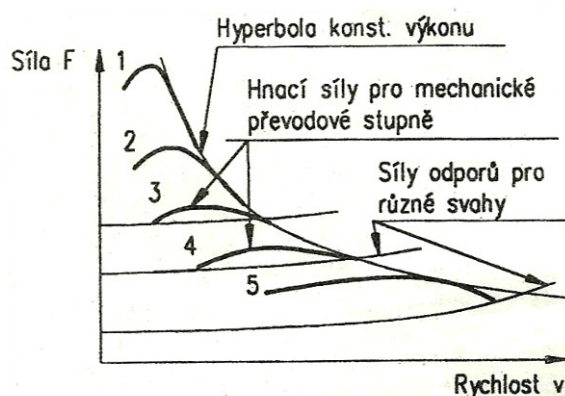
U osobních vozidel se v drtivé většině používá jako pohonného agregátu spalovacího motoru. Pouze u vozidel s hybridním pohonem se používá elektromotoru jako pomocného agregátu. Charakteristiky základních pohonných jednotek a jízdních odporů zobrazuje obr. 1.



Obr. 1 – Charakteristiky pohonných jednotek a jízdních odporů [1]

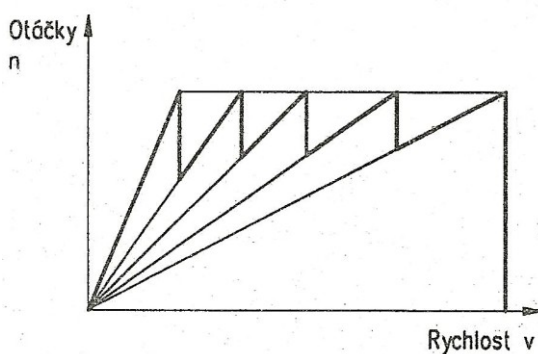
Z obrázku je zřejmé, že hnací ústrojí musí realizovat co nejefektivnějším způsobem přizpůsobení hnacích sil na kolech aktuálním jízdním odporům. Tento požadavek však přináší jisté protiklady. Například dosažení maximální rychlosti na nejvyšší rychlostní stupeň je v silovém i kinematickém protikladu s požadavkem bezpečné stoupavosti vozidla do svahu minimální rychlostí. Z tohoto důvodu musí převodové ústrojí měnit kinematické a silové poměry na kolech vozidla. U osobních vozidel se tyto změny realizují přeřaditelnými převody

ozubenými koly. Závislost hnacích sil vozidla na jeho rychlosti vyjadřuje tkz. dynamická charakteristika vozidla (obr. 2).



Obr. 2 – Dynamická charakteristika vozidla s pětistupňovou převodovkou [1]

Rychlost vozidla závisí na otáčkách pohonného agregátu a zařazeném převodovém stupni. Tuto závislost lze vykreslit do tkz. rychlostní charakteristiky vozidla, nebo také nazývané „pilový diagram“ (obr. 3).



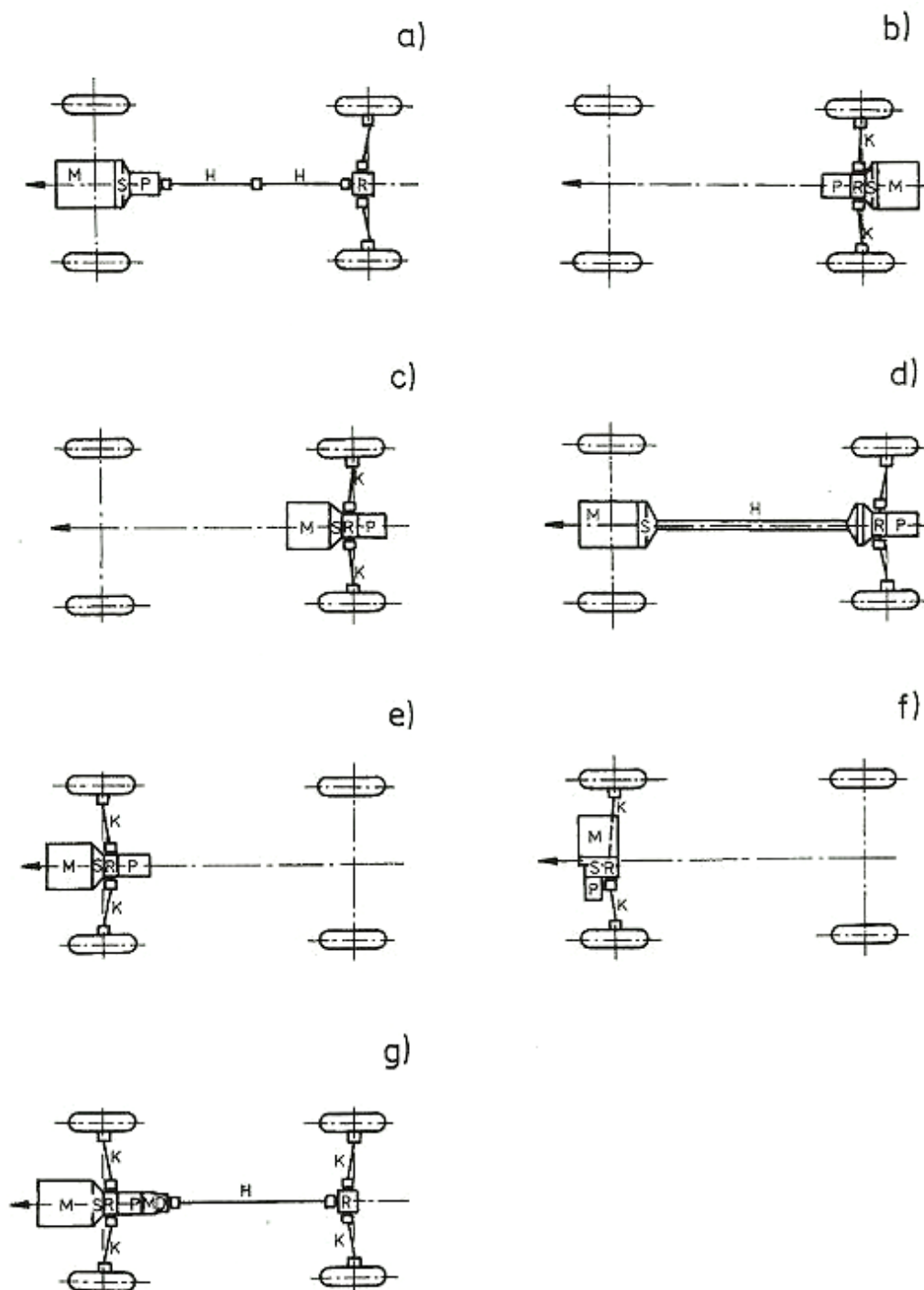
Obr. 3 – Rychlostní charakteristika vozidla [1]

2.2 Konstrukce převodového ústrojí osobních vozidel

Konstrukce převodového ústrojí je v zásadě odlišná a odvíjí se podle uspořádání hnacího ústrojí vozidla. Samotná konstrukce převodovky je také závislá tomto uspořádání (viz obr. 4).

Rozlišujeme:

- dvouhřídelové (většinou pro vozidla s pohonem předních kol, dobrá mech. účinnost)
- tříhřídelové (většinou pro vozidla s pohonem zadních kol, menší mech. účinnost)
- planetové (velmi omezené použití, zřídka u silničních vozidel)



Obr. 4 – Uspořádání hnacího ústrojí u osobních automobilů [2]

M - motor, S - spojka, R - rozvodovka, P – stupňová (základní) převodovka, H - hřídel spojovací, K - kloubové hřídele, MD - mezinápravový diferenciál

a) standardní pohon

e) pohon předních kol

b) pohon zadních kol

f) přední pohon s příčně uloženým motorem

c) motor mezi nápravami

g) pohon všech kol (4x4)

d) transaxle princip

U osobních vozidel se celkový převod převodového ústrojí rozdělí mezi základní převodovku a soukolí stálého záběru. Soukolí stálého záběru je většinou tvořeno převodem rozvodovky. Lze zapsat:

$$i_c = i_{zp} \cdot i_{sz} \quad [-] \quad (1)$$

kde:

i_c - celkový převodový poměr $[-]$

i_{zp} - převodový poměr základní převodovky $[-]$

i_{sz} - převodový poměr stálého záběru $[-]$

Charakterizujícím parametrem každé základní převodovky je její rozsah převodování R . Určí se výpočtem:

$$R = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} \quad [-] \quad (2)$$

kde:

$i_{c \max}$ - maximální převodový poměr $[-]$

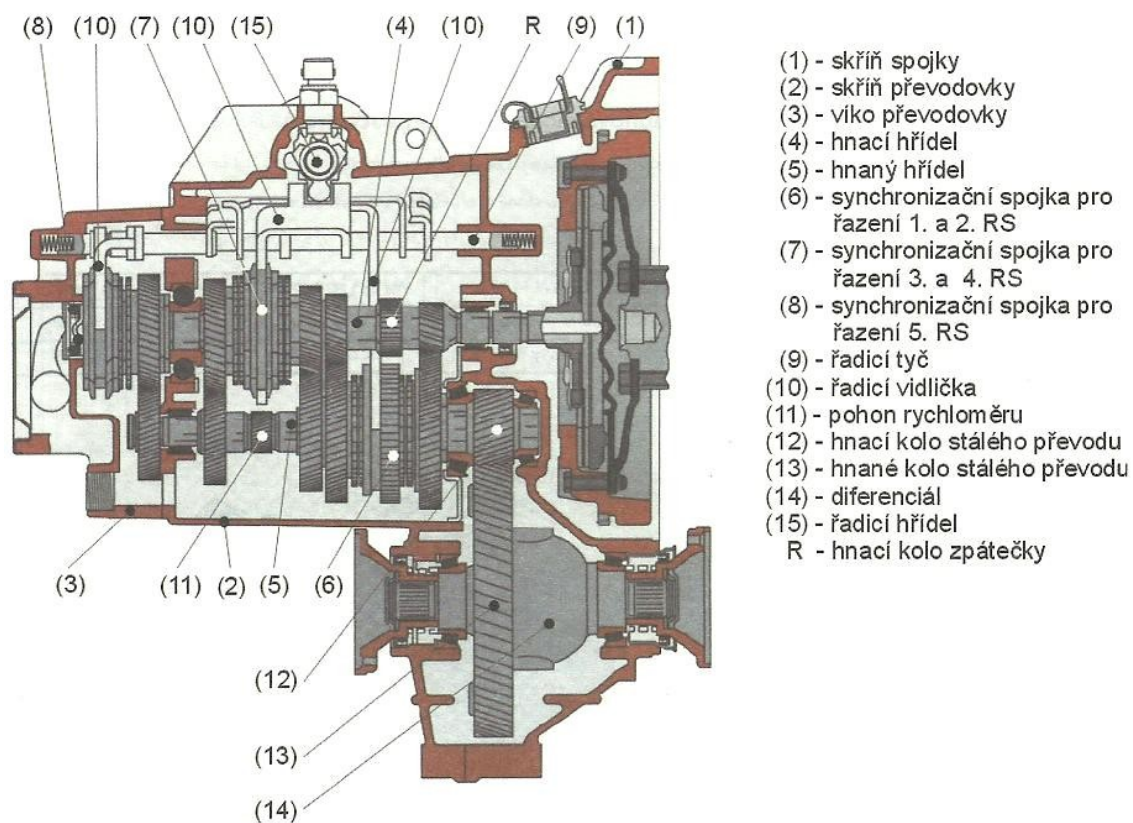
$i_{c \min}$ - minimální převodový poměr $[-]$

Tento parametr je limitován její konstrukcí. Běžně používané dvouhřídelové základní převodovky mají rozsah $R = 3 \div 5 \quad [-]$. Tříhřídelové základní převodovky mohou mít rozsah větší $R = 5 \div 8 \quad [-]$. [1]

Standardně se ve vozidlech pro městský provoz používá uspořádání pohonu předních kol s motorem uloženým vpředu napříč (viz obr. 4, schéma a). Toto uspořádání se vyznačuje větší celkovou mechanickou účinností, menším počtem vyráběných součástí, jednoduchostí převodu (užití dvouhřídelové převodovky) a menší hmotností. Charakteristickým rysem je sloučení rozvodovky, diferenciálu a základní převodovky do jedné skříně. Příkladem tohoto typu může být pětistupňová převodovka 02K automobilu Škoda Octavia (viz obr. 5).

Řazení je u této převodovky realizováno pomocí řadicí kulisy. Tato kulisa ovládá systém řadicích tyčí a řadicích táhel se zubovými přesuvnými spojky. Zubové přesuvné spojky jsou osazeny jištěnou synchronizací (synchronizační řadicí spojky), jenž usnadňují řazení a zvyšují jízdní komfort. Dopředné rychlostní stupně jsou tvořeny soukolím se šikmými zuby typu HRC (viz dále). Tento typ ozubení je schopen přenášet velká zatížení (v záběru je více zubů najednou) a výrazně snižuje hlučnost převodovky. Na vstupním hřídeli jsou přímo

vytvořena ozubení prvního, druhého a zpětného rychlostního stupně. Ozubená kola třetího, čtvrtého a pátého rychlostního stupně jsou uložena na hřídeli volně pomocí ložisek a jsou zařazovány pomocí přesuvných synchronizačních spojek. Na výstupní hřídeli jsou taktéž pomocí ložisek volně uložena kola třetího, čtvrtého a pátého rychlostního stupně. První a druhý rychlostní stupeň je na hřídeli pevně uložen. Pevně uložen je také pastorek stálého záběru. Ložiska pod volnými ozubenými koly jsou i u podobných typů převodovek v drtivé většině jehlová ložiska. Řazení zpětného rychlostního stupně je realizováno tkz. vloženým kolem, zařazovaným zvlášť. Synchronizační přesuvná spojka prvního a druhého rychlostního stupně je zároveň hnaným kolem zpětného rychlostního stupně. Má na svém obvodu ozubení s přímými zuby, které zabírá s přesuvným vloženým kolem. Z důvodu použití přímých zubů je zpětný rychlostní stupeň značně hlučný.

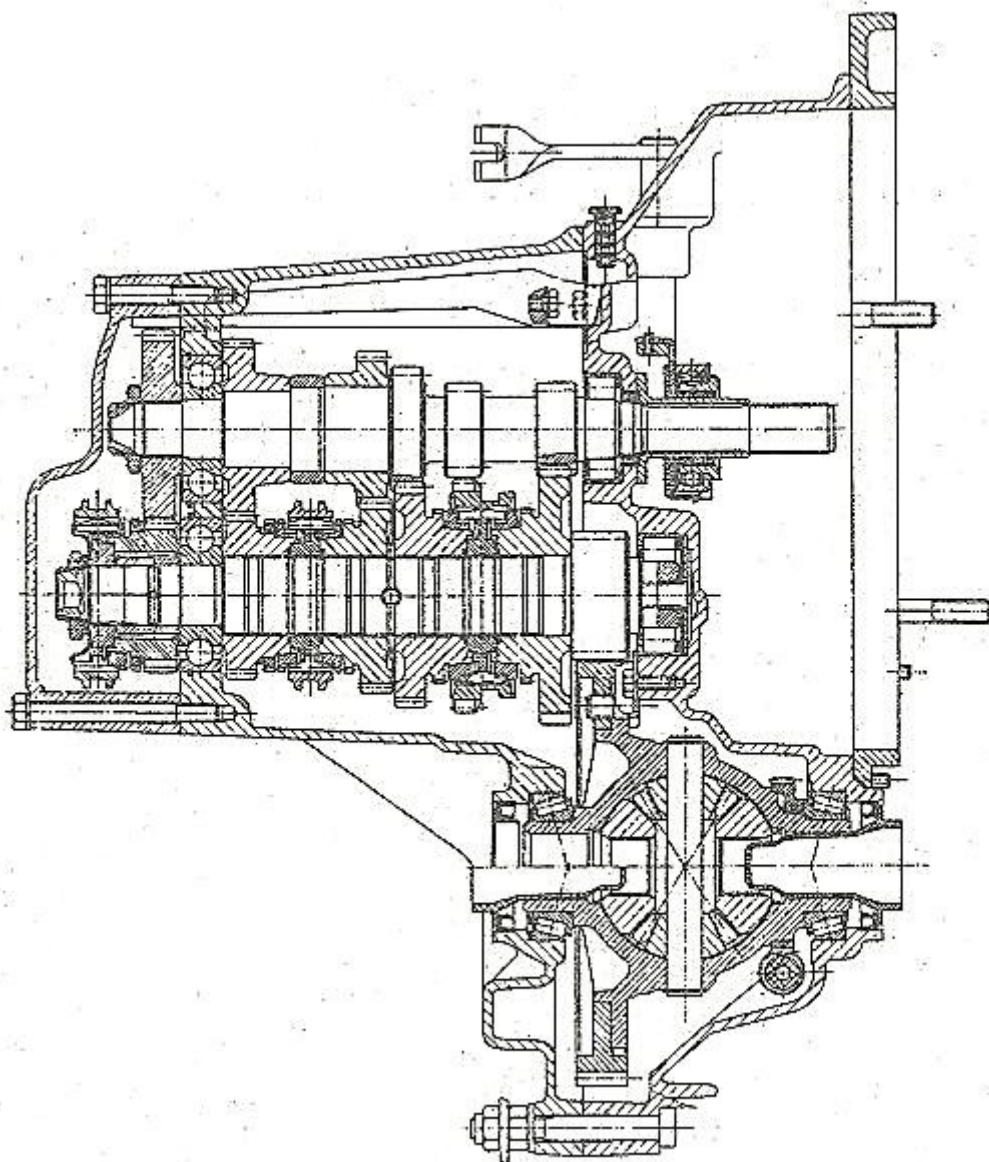


Obr. 5 – Převodovka 02K [3]

Při konstrukci převodovky převažuje snaha, aby nejpoužívanější a nejvíce namáhaná soukolí převodových stupňů byla umístěna pokud možno co nejbližší stěny převodovky. Jinak může docházet ke značným deformacím hřídele a přichází nebezpečí velké nerovnosti záběru soukolí, nebo oddálení pracovní osové vzdálenosti. Z obr. 5 je patrné uspořádání převodů. Nejvíce namáhaný a nejčastěji používaný pátý rychlostní stupeň je uložen letmo za stěnou převodovky. Za touto stěnou je umístěn i čtvrtý rychlostní stupeň, jenž je také velmi

často používán. Ze stejného důvodu je oboustranně uložen v ložiscích pastorek stálého záběru.

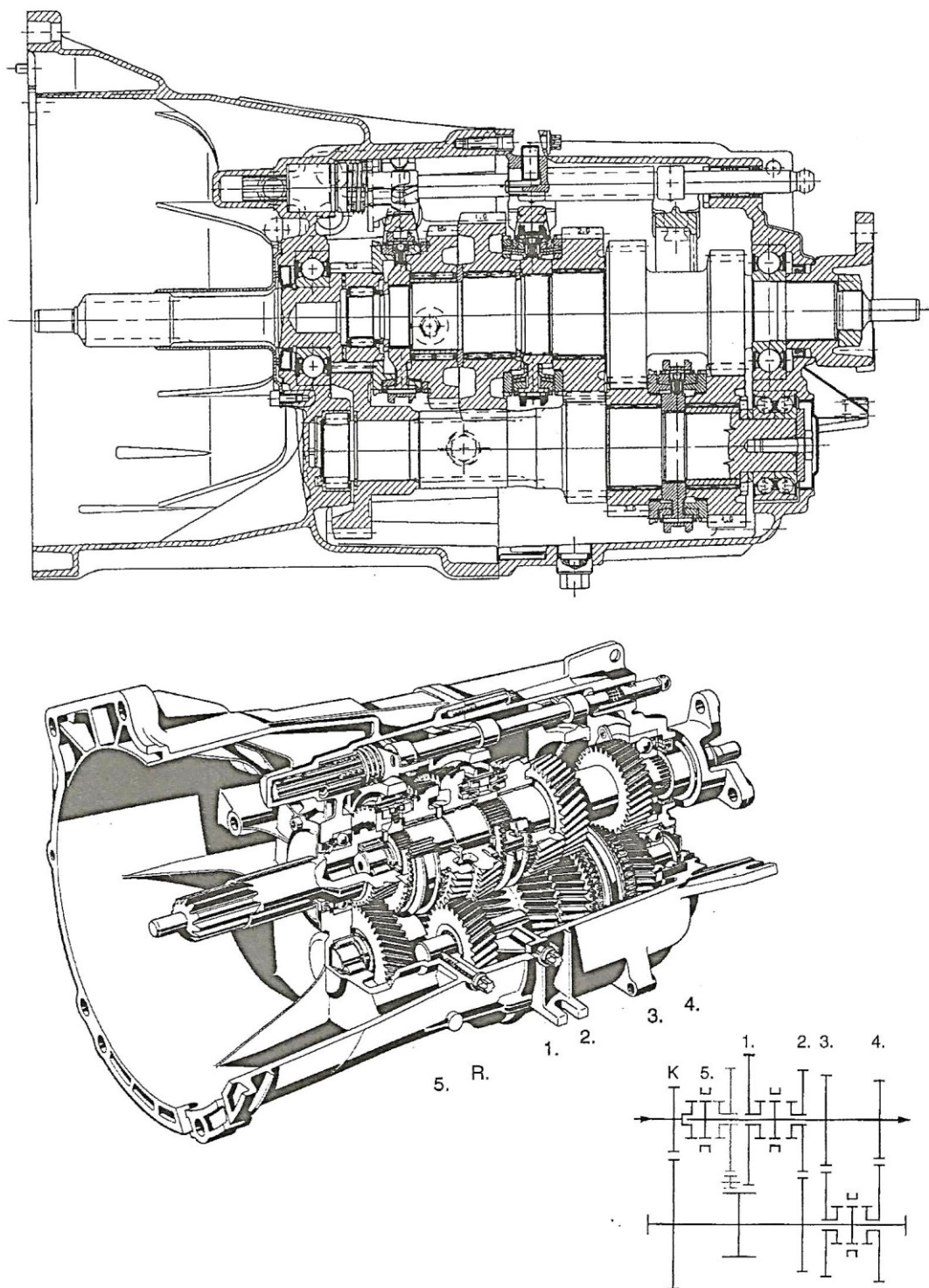
Dvouhřídelové základní převodovky jsou v drtivé většině podobné konstrukce. Liší se pouze systémy ovládání rychlostních stupňů, uspořádáním, počtem a odstupňováním převodů, nebo uložením hřídelů. Tuto konstrukci měla také převodovka osobního vozidla Škoda Favorit (obr. 6), jenž byl vyráběn v letech 1988-1993 [20] a dále pak byla použita v nástupním modelu Škoda Felicia [21]. Tato převodovka byla používána pro nižší výkony.



Obr. 6 – Převodovka Škoda Favorit [1]

Tříhřídelové základní převodovky se skládají ze tří hřídelů – vstupního, předlohy a výstupního. Používají se většinou tam, kde je třeba většího rozsahu převodování R. Mají také

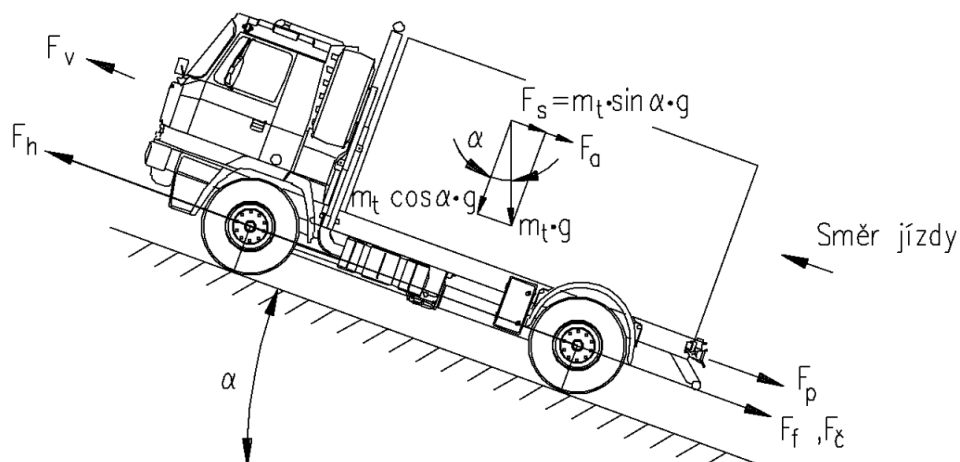
výrazně větší hmotnost a nižší účinnost. Užívají se v drtivé většině u vozidel s podélně uloženým motorem, u vozidel typu BMW a těžkých nákladních vozidel. Nespornou výhodou těchto převodovek je umožnění přímého záběru. Rozvodová skříň bývá často oddělená od skříně převodovky. Příklad tříhřídelové převodovky zobrazuje obr. 7.



Obr. 7 – Pětistupňová převodovka ZF S 5-39 pro osobní automobil se standardním pohonem [4]

3 Rozbor hnacích sil a odporů vozidla

Při jízdě působí na vozidlo hned několik jízdních odporů a hnací síla vozidla. Jejich působení při jízdě do obecného svahu zobrazuje obr. 8.



Obr. 8 – Jízdní odpory vozidla, převzato z [1]

kde:

F_h - hnací síla vozidla, uskutečněná stykem kola s vozovkou [N]

F_f - síla odporů valení [N]

F_s - síla odporů stoupání [N]

F_w - síla odporů vzduchu [N]

F_a - síla odporů setrvačných sil (zrychlení, brzdění) [N]

F_p - síla odporů od taženého vozidla (návěs, přívěs) [N]

F_{ζ} - síla odporů ložisek kol [N]

m_t - hmotnost tažného vozidla [kg]

g - tíhové zrychlení [m/s^2]

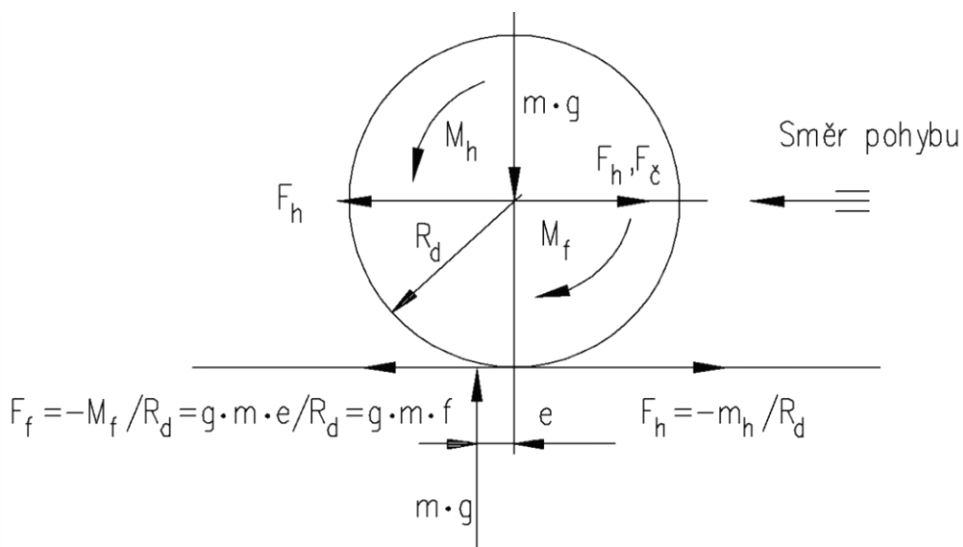
Pohybová rovnice vozidla podle [1] tedy bude:

$$F_h \geq F_f + F_s + F_w + F_a + F_p + F_{\zeta} \quad [N] \quad (3)$$

Síly F_f , F_w a F_{ζ} působí vždy proti směru aktuálního pohybu, síly F_s , F_p a F_a mohou nabývat libovolných hodnot (kladných i záporných).

Odpor ložisek kol (síla F_{ζ}) se běžně zanedbává. Její hodnota je ve srovnání s ostatními silami velmi malá. Proto se zahrnuje do součinitele celkové mechanické účinnosti převodu η_c .

Působící síly na kolo vozidla za jízdy znázorňuje obr. 9.



Obr. 9 – Působící síly na kolo vozidla, převzato z [1]

kde:

M_h - hnací moment kola [N. m]

R_d - dynamický poloměr kola (vznikající za jízdy deformací pneumatiky) [m]

M_f - moment odporu valení kola [N. m]

e - rameno valivého odporu [m]

f - součinitel odporu valení [—]

m - část hmotnosti vozidla, připadající na kolo [kg]

Z obrázku (obr. 9) pro hnací sílu vozidla F_h vyplývá vztah:

$$F_h = \frac{M_h}{R_d} = \frac{M_M \cdot i_c \cdot \eta_c}{R_d} \quad [\text{N}] \quad (4)$$

kde:

M_M - maximální točivý moment motoru $[\text{N} \cdot \text{m}]$

i_c - celkový převodový poměr $[-]$

η_c - celková mechanická účinnost převodu $[-]$

Aby docházelo k bezpečnému přenosu hnací síly F_h (nedocházelo k prokluzu kola), musí platit adhezní podmínka [1]:

$$\begin{aligned} F_h &\leq F_{ad} \\ F_h &\leq m \cdot g \cdot \varphi \quad [\text{N}] \end{aligned} \quad (5)$$

kde:

φ - součinitel adheze $[-]$

Síla odporu valení F_f vyplývá z obr. 9. Je realizována deformací pružného styku hnacího kola a vozovky. Zjednodušeně lze vyjádřit vztahem:

$$F_f = (m_t + m_p) \cdot f \cdot g \quad [\text{N}] \quad (6)$$

kde:

m_p - hmotnost přípojného vozidla $[\text{kg}]$

Pokud vozidlo jede do svahu (obr. 8), mění se vztah (6) na [1]:

$$F_f = (m_t + m_p) \cdot \cos \alpha \cdot f \cdot g \quad [\text{N}] \quad (7)$$

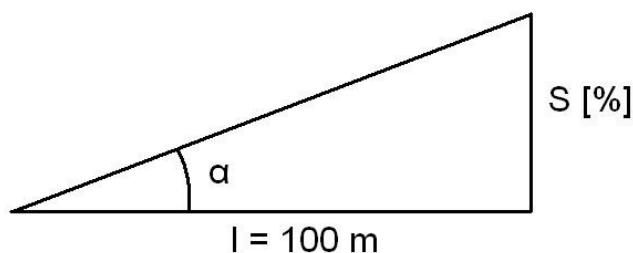
kde:

α - úhel svahu, jenž se určí:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{s}{100} \right) \quad [^\circ] \quad (8)$$

kde:

s - stoupání svahu $[\%]$



Obr. 10 – Stoupání svahu

Síla odporu stoupání F_s vychází také z obr. 8 a je dána sklonitostí svahu:

$$F_s = (m_t + m_p) \cdot \sin \alpha \cdot g \quad [\text{N}] \quad (9)$$

Síla odporu F_w vzduchu kvadraticky závisí na tvaru, velikosti vozidla, měrné hmotnosti vzduchu a rychlosti vozidla. Nezávisí však na hmotnosti vozidla, nebo soupravy. Dle [1] lze psát:

$$F_w = c_x \cdot S_x \cdot \frac{\gamma}{2} \cdot \left(\frac{v}{3,6} \right)^2 \quad [\text{N}] \quad (10)$$

kde:

γ - měrná hmotnost vzduchu $[\text{kg}/\text{m}^3]$ [1]:

$$\gamma = \frac{p_b}{2,877 \cdot (273 + t)} \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (11)$$

po dosazení [1]:

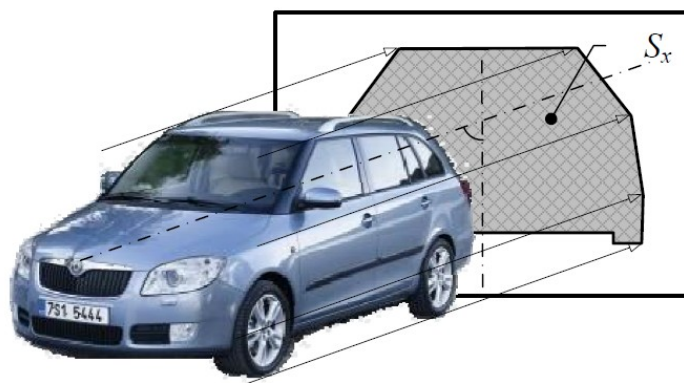
$$\gamma = \frac{p_b}{2,877 \cdot (273 + t)} = \gamma = \frac{1\,013,25}{2,877 \cdot (273 + 20)} = 1,202 \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (12)$$

p_b - barometrický tlak (standardně 1 013,25 [hPa])

t - teplota okolního vzduchu (standardně 20 $^{\circ}\text{C}$)

v - rychlost vozidla $[\text{km}/\text{h}]$

S_x - čelní plocha vozidla $[\text{m}^2]$, vzniklá pravoúhlým průmětem obrysu vozidla do roviny kolmé na podélnou osu vozidla (obr. 11).



Obr. 11 – Průmět čelní plochy vozidla [5]

c_x - součinitel odporu vzduchu [–], jeho hodnota je závislá na tvaru karosérie vozidla. Orientační hodnoty součinitelů zobrazují tab. 1 a tab. 6 v Příloze A.

Tab. 1 – součinitelé odporů vzduchu vozidel [1]

Obtékané vozidlo	Popis		c_x [–]
Nákladní vozidla, autobusy	Sklápěče, komunální vozidla s nástavbami		0,9 ÷ 1
	Sólo valníky s plachtou	bez spoileru	0,8 ÷ 1
		se spoilerem	0,7 ÷ 0,9
	Autobusy (dle délky)		0,5 ÷ 0,8
Osobní vozidla, dodávky	Soupravy se spoilerem		0,5 ÷ 0,7
	Dodávky, přepravníky		0,5 ÷ 0,7
	Standardní tvary		0,35 ÷ 0,5
	Sportovní a závodní vozidla		0,2 ÷ 0,4

Dosazením do vzorce (10) získáme tvar:

$$F_w = c_x \cdot S_x \cdot \frac{1,202}{2} \cdot \left(\frac{1}{3,6}\right)^2 \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (13)$$

Úpravou získáme výsledný tvar:

$$F_w = 0,05 \cdot c_x \cdot S_x \cdot v^2 \quad [\text{N}] \quad (14)$$

Síla odporů setrvačných sil F_a mohou nabývat kladných i záporných hodnot. Jsou způsobeny odporem posuvných a rotačních hmot vozidla při zrychlování, nebo brzdění. Celková setrvačná síla se vypočte dle vztahu [1]:

$$F_a = \left(m_c + \frac{1}{R_d^2} \cdot \sum_{i=1}^z J_i \cdot J_{ki}^2 \cdot \eta_{ki} + \frac{\sum_{k=1}^k J_k}{R_d^2} \right) \cdot \frac{dv}{dt} \quad [\text{N}] \quad (15)$$

kde:

m_c - celková hmotnost soupravy [kg]

J_i - hmotný moment setrvačnosti [kg.m²]

J_{ki} - hmotný moment setrvačnosti i-té části hnacího ústrojí, včetně motoru [kg.m²]

η_{ki} - převod mezi pojezdovými koly a i-tou částí hnacího ústrojí [-]

z - počet rotačních hmot zahrnutých do výpočtu [-]

J_k - hmotný moment setrvačnosti kol [kg.m²]

k - počet kol vozidla [-]

$\frac{dv}{dt} = a_{zr}$ - okamžité zrychlení (zpoždění) vozidla [m/sec²]

Vztah (15) se pro zjednodušení opravuje do tvaru:

$$F_a = \delta \cdot m_c \cdot a_{zr} \quad [N] \quad (16)$$

kde:

δ - součinitel rotačních hmot [-] (viz tab. 2) [1]:

$$\delta = \left(1 + \frac{J_M \cdot i_c \cdot \eta_c + K \cdot J_k}{m_c \cdot R_d^2} \right) \quad [-] \quad (17)$$

kde:

J_M - hmotný moment setrvačnosti rotačních hmot motoru [kg.m²]

Síla odporů vlečených vozidel F_p zahrnuje sílu odporů stoupaní a sílu odporů valení přípojného vozidla. Lze ji tedy určit [1]:

$$F_p = m_p \cdot g \cdot f \cdot \cos \alpha + m_p \cdot g \cdot \sin \alpha \quad [N] \quad (18)$$

Tab. 2 – součinitelé δ [1]

Druh vozidla	Součinitel δ [-] při	
	$i_{c \min}$ [-]	$i_{c \max}$ [-]
Osobní automobily	1,02 ÷ 1,06	1,2 ÷ 1,5
Nákladní automobily	1,05 ÷ 1,10	1,5 ÷ 3
Terénní vozidla	1,07 ÷ 1,12	2 ÷ 10

4 Návrh a odstupňování převodů

Návrh vychází z různých kritérií. Tato kritéria mohou být navzájem v kinematickém nebo silovém rozporu. Z tohoto důvodu musí být na konci výpočtu všech kritérií zvolen kompromis tak, aby převodový poměr nepřesáhl doporučený rozsah užití převodovky R [–].

4.1 Stanovení $i_{c \min}$

a) Dosažení maximální rychlosti v_{\max} [1]:

$$v_{\max} = 0,377 \cdot \frac{n_p \cdot R_{\text{dyn}}}{i_{c \min}} \quad [\text{km/h}] \quad (19)$$

$$i_{c \min} = \frac{0,377 \cdot n_p \cdot R_{\text{dyn}}}{v_{\max}} = \frac{0,377 \cdot 5500 \cdot 0,289}{150} = 3,995 \quad [-] \quad (20)$$

kde:

v_{\max} - maximální požadovaná rychlost vozidla [km/h]

n_p - otáčky motoru při maximálním výkonu [ot/min]

R_{dyn} - dynamický poloměr kola, volím 0,289 [m] (pro kolo o rozměrech R15 195/65 [6])

b) Jízda vozidla ekonomickou rychlostí v_e :

$$v_e = 0,377 \cdot \frac{n_M \cdot R_{\text{dyn}}}{i_{c \min}} \quad [\text{km/h}] \quad (21)$$

$$i_{c \min} = \frac{0,377 \cdot n_M \cdot R_{\text{dyn}}}{v_e} = \frac{0,377 \cdot 3500 \cdot 0,289}{130} = 2,934 \quad [-] \quad (22)$$

kde:

n_M - otáčky motoru při maximálním točivém momentu [ot/min]

v_e - ekonomická rychlost vozidla, volím 130 [km/h] (dálnice a rychlostní komunikace)

c) Dosažení v_{\max} na rovině ze silové rovnováhy:

$$F_h \geq F_f + F_s + F_w + F_a + F_p + F_c \quad [\text{N}] \quad (3)$$

$$\frac{M_p \cdot i_{c \min} \cdot \eta_c}{R_{\text{dyn}}} = m_x \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m_x \cdot g \cdot \sin(\alpha) + 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v_{\max}^2 \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$i_{c \min} = \frac{(m_x \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m_x \cdot g \cdot \sin(\alpha) + 0,05 \cdot S \cdot v_{\max}^2) \cdot R_{\text{dyn}}}{M_p \cdot \eta_c} \quad [-] \quad (24)$$

$$i_{c \min} = \frac{(1050 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot \cos(0) + 1050 \cdot 9,81 \cdot \sin(0) + 0,05 \cdot 0,33 \cdot 2 \cdot 150^2) \cdot 0,289}{76,39 \cdot 0,95} = 3,572 \quad [-] \quad (25)$$

kde:

M_p - točivý moment motoru při maximálním výkonu [N.m]

α - úhel svahu, rovina - 0 [°]

f - volím 0,015 [-] dle [1]

c_x - volím 0,33 [-], (podle vozu s podobnými parametry [7])

m_x - minimální hmotnost vozidla [kg]. Volím jako pohotovostní hmotnost vozidla se dvěma cestujícími:

$$m_x = m_{\text{phv}} + 2 \cdot m_o = 900 + 2 \cdot 75 = 1050 \quad [\text{kg}] \quad (26)$$

kde:

m_{phv} - pohotovostní hmotnost vozidla [kg]

m_o - hmotnost cestujícího, volím $m_o = 75$ [kg]

Určený výsledek se musí překontrolovat na přetočení motoru. Platí:

$$n_{\text{pteor}} = \frac{v_{\max} \cdot i_{c \min}}{0,377 \cdot R_{\text{dyn}}} \leq n_p \quad [\text{ot/min}] \quad (27)$$

$$\frac{150 \cdot 3,572}{0,377 \cdot 0,289} \leq n_p \quad (28)$$

$$4917,72 \leq 5500 \quad [\text{ot/min}] \quad (29)$$

Vyhovuje

d) Jízda do 5 [%] svahu na nejvyšší stupeň:

Provádí se kontrolou výsledku z kritéria c)

$$F_h \geq F_f + F_s + F_w + F_a + F_p + F_c \quad [\text{N}] \quad (3)$$

$$\frac{M_M \cdot i_{c \min} \cdot \eta_c}{R_{\text{dyn}}} \geq m_x \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m_x \cdot g \cdot \sin(\alpha) + 0,05 \cdot c_x \cdot S \cdot v_{\text{max}}^2 \quad [\text{N}] \quad (23)$$

$$\begin{aligned} & \frac{95 \cdot 3,572 \cdot 0,95}{0,289} \\ & \geq 1050 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot \cos(2,86) \\ & + 1050 \cdot 9,81 \cdot \sin(2,86) + 0,05 \cdot 0,33 \cdot 2 \cdot \left(0,377 \cdot \frac{3500 \cdot 0,289}{3,572}\right)^2 \end{aligned} \quad (30)$$

$$1115,48 \text{ [N]} \geq 1044,37 \text{ [N]} \quad (31)$$

Vyhovuje

kde:

$$\alpha = \text{actg}\left(\frac{S}{100}\right) \quad [^\circ] \quad (8)$$

$$\alpha = \text{actg}\left(\frac{5}{100}\right) = 2,86 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (32)$$

4.2 Stanovení $i_{c \max}$

e) Maximální stoupavost vozidla s bezpečným přebytkem sil

- odpor vzduchu se kvůli malé rychlosti jízdy do svahu zanedbává

$$F_h \geq F_f + F_s + F_w + F_a + F_p + F_{\check{c}} \quad [\text{N}] \quad (3)$$

$$\frac{M_M \cdot i_{c \max} \cdot \eta_c}{R_{\text{dyn}}} \geq m_c \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha) \quad [\text{N}] \quad (33)$$

$$i_{c \min} = \frac{(m_c \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha)) \cdot R_{\text{dyn}}}{M_M \cdot \eta_c} \quad [-] \quad (34)$$

$$\begin{aligned} i_{c \max} &= \frac{(1330 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot \cos(30,96) + 1330 \cdot 9,81 \cdot \sin(30,96)) \cdot 0,289}{95 \cdot 0,95} \\ &= 22,031 \quad [-] \end{aligned} \quad (35)$$

kde:

m_c – maximální hmotnost vozidla. Volím jako pohotovostní hmotnost vozidla s užitečným zatížením:

$$m_c = m_p + m_{uz} = 900 + 430 = 1330 \text{ [kg]} \quad (36)$$

kde:

m_{uz} – užitečné zatížení vozidla, volím 430 [kg] (podle vozu s podobnými parametry [7])

α – úhel svahu volím $s = 50$ [%], hodnota se kvůli bezpečnosti násobí koeficientem 1,2 [–]

$$\alpha = \text{actg} \left(\frac{s \cdot 1,2}{100} \right) = \text{actg} \left(\frac{50 \cdot 1,2}{100} \right) = 30,96 \text{ [}^\circ\text{]} \quad (37)$$

f) Jízda minimální požadovanou rychlostí

- u osobních vozidel se neuvažuje

g) Stanovení $i_{c \max}$ z mezního prokluzu kol ve svahu

Pro návrh jsem použil hodnoty (podle [7]):

Rozvor náprav

$$L = 2420 \text{ [mm]}$$

Výška těžiště

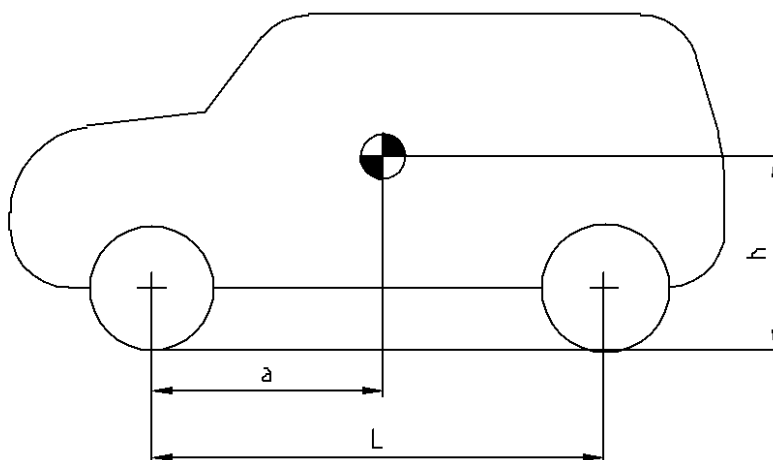
$$h = 550 \text{ [mm]}$$

Vzdálenost těžiště od přední nápravy

$$a = 1000 \text{ [mm]}$$

Výška těžiště přípojného vozidla (neuvažuji)

$$T = 0 \text{ [mm]}$$



Obr. 12 – Základní rozměry vozidla

Výpočet mezního stoupání [1]:

$$s_a = 100 \cdot \frac{\varphi \cdot A - f \cdot (1 + T)}{(1 + T) - \varphi \cdot B} \quad [\%] \quad (38)$$

$$s_a = 100 \cdot \frac{0,9 \cdot 0,585 - 0,015 \cdot (1 + 0)}{(1 + 0) - 0,9 \cdot (-0,227)} = 42,47 \quad [\%] \quad (39)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{s}{100} \right) \quad [^\circ] \quad (8)$$

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{42,47}{100} \right) = 23,01 \quad [^\circ] \quad (40)$$

kde:

φ - volím 0,9 [-] (podle [1])

$$A = 1 - \frac{a}{L} - f \cdot \frac{R_{\text{dyn}}}{L} = 1 - \frac{1000}{2420} - 0,015 \cdot \frac{289}{2420} = 0,585 \quad [-] \quad (41)$$

$$B = -\frac{h}{L} = -\frac{550}{2420} = -0,227 \quad [-] \quad (42)$$

Výpočet minimálního převodu:

$$i_{c \min} = \frac{(m_c \cdot g \cdot f \cdot \cos(\alpha) + m_c \cdot g \cdot \sin(\alpha)) \cdot R_{\text{dyn}}}{M_M \cdot \eta_c} \quad [-] \quad (43)$$

$$i_{c \min} = \frac{(1330 \cdot 9,81 \cdot 0,015 \cdot \cos(23,01) + 1330 \cdot 9,81 \cdot \sin(23,01)) \cdot 0,289}{95 \cdot 0,95} \quad (44)$$

$$= 16,908 \quad [-]$$

h) Stanovení $i_{c \max}$ z tepelného zatížení spojky při rozjezdu ve svahu:

Výpočet stanoven podle Fichtel – Sachs [8]

$$i_{c \max 1,2} = \frac{m_c \cdot g \cdot R_{\text{dyn}} \cdot \left(f + \frac{s}{100} \right)}{1,9 \cdot M_M} \cdot \left[1 \pm \sqrt{1 + \frac{n_s^2 \cdot M_M^2}{48 \cdot m_c \cdot w_{\text{dov}} \cdot S_s \cdot g^2 \cdot \left(f + \frac{s}{100} \right)}} \right] \quad [-] \quad (45)$$

$$i_{c \max 1,2} = \frac{1330 \cdot 9,81 \cdot 0,289 \cdot \left(0,015 + \frac{50}{100} \right)}{1,9 \cdot 95}$$

$$\left[1 \pm \sqrt{1 + \frac{2666,67^2 \cdot 95^2}{48 \cdot 1330 \cdot 120 \cdot 183,22 \cdot 9,81^2 \cdot \left(0,015 + \frac{50}{100} \right)}} \right] \quad [-] \quad (46)$$

$$i_{c \max 1} = 28,672 \quad [-] \quad (47)$$

$$i_{c \max 2} = -4,156 \quad [-] \quad (48)$$

$i_{c \max 2}$ - nereálný výsledek

kde:

n_s - otáčky motoru při rozjezdu do svahu [ot/min] [8]:

$$n_s = \frac{n_M}{3} + 1500 = \frac{3500}{3} + 1500 = 2666,67 \quad [\text{ot/min}] \quad (49)$$

s - stoupání svahu, volím 50 [%]

w_{dov} - dovolené oteplení obložení spojky - volím 120 [J.cm²] [8]

S_s - plocha spojkového kotouče [cm²]

rozměry spojky volím:

Vnější průměr lamely $D = 180$ [mm]

Vnitřní průměr lamely $d = 144$ [mm]

Použita jednokotoučová spojka – počet třecích ploch $k_t = 2$ [-]).

$$\begin{aligned} S_s &= \frac{\pi \cdot (D^2 - d^2)}{4} \cdot k_t = \frac{\pi \cdot (180^2 - 144^2)}{4} \cdot 2 \\ &= 18321,76 \text{ [mm}^2\text{]} = 183,22 \text{ [cm}^2\text{]} \end{aligned} \quad (50)$$

Pro návrh minimálního převodového poměru $i_{c \min}$ volím kritérium c). Tento převod vyhovuje také silové rovnováze a kontrole otáček motoru.

Pro maximální převodový poměr $i_{c \max}$ volím kritérium g). Toto kritérium je v rozporu s kritériem h), nicméně lze připustit krátkodobé, nebo občasné (dle využití vozidla), přehřátí obložení spojky při rozjezdu plně naloženého vozidla ve svahu. Dále do návrhu vstupuje skutečnost, že ke kritériu rozjezdu vozidla do svahu se přiklání více u nákladních vozidel.

4.3 Rozsah převodování a odstupňování převodů

Z návrhu maximální a minimálního převodu lze určit rozsah převodování R podle (2):

$$R = \frac{i_{c \max}}{i_{c \min}} \quad [-] \quad (2)$$

$$R = \frac{16,908}{3,572} = 4,733 \quad [-] \quad (51)$$

Rozsah převodování je menší než 5 $[-]$. Vyhovuje tedy obvyklému rozsahu převodování u dvouhřídelových převodovek.

Odstupňování převodových stupňů vychází z geometrické řady. Výpočet skoku řazení:

$$q = \sqrt[K-1]{R} \quad [-] \quad (52)$$

$$q = \sqrt[5-1]{4,733} = 1,475 \quad [-] \quad (53)$$

Pro jednotlivé stupně tedy platí:

$$i_{pN^\circ} = i_{p(N+1)^\circ} \cdot q \quad [-] \quad (54)$$

kde:

K - počet převodových stupňů $[-]$

N - index převodového stupně $[-]$

Pro výpočet odstupňování je nutné odhadnout převod nejvyššího stupně. Běžně se odhaduje okolo 0,750 – 0,800 $[-]$. Pro návrh odhaduji $i_{p5^\circ} = 0,800 \quad [-]$.

Výpočet převodu stálého záběru:

$$i_{c \min} = i_{p5^\circ} \cdot i_{sz} \quad [-] \quad (55)$$

$$i_{sz} = \frac{i_{c \min}}{i_{p5^\circ}} \quad [-] \quad (56)$$

$$i_{sz} = \frac{3,572}{0,800} = 4,465 \quad [-] \quad (57)$$

Výpočet předchozího převodu i_{p4° podle (54):

$$i_{p4^\circ} = i_{p5^\circ} \cdot q \quad [-] \quad (58)$$

$$i_{p4^\circ} = 0,800 \cdot 1,475 = 1,180 \quad [-] \quad (59)$$

Jednotlivé odstupňování podle geometrické řady tedy bude:

Tab. 3 – Odstupňování geometrické řady

i_{p1°	i_{p2°	i_{p3°	i_{p4°	i_{p5°
3,787	2,567	1,741	1,180	0,800

Pro převody silničních osobních vozidel je však geometrická řada velmi nevýhodná. Z tohoto důvodu se převodový poměr $i_{p2^\circ}, i_{p3^\circ}$ a i_{p4° posouvá směrem do vyšších rychlostí. Tato změna je zobrazena na obr. 21 v Příloze A.

Po úpravě vznikne exponenciální řada převodů. Konečné odstupňování znázorňuje (tab. 4)

Tab. 4 – Odstupňování exponenciální řady

i_{p1°	i_{p2°	i_{p3°	i_{p4°	i_{p5°
3,787	2,160	1,456	1,038	0,800

Pro návrh zpětného rychlostního stupně volím přibližně stejnou hodnotu, jako u i_{p1° . Volím $i_{pzs} = 3,350 [-]$.

5 Návrhový a pevnostní výpočet ozubení

Návrhové a pevnostní výpočty jsou provedeny pomocí programů Geometrie [9] a CSNw [10]. Požitím těchto programů lze efektivně dosáhnout požadovaných hodnot a zrychlení návrhu soukolí.

5.1 Návrhový výpočet ozubení

Na převody osobních vozidel jsou kladeny specifické požadavky, jenž je odlišují od standardních převodů. Nejdůležitějším požadavkem je snížení hlukových emisí při provozu na minimum. Je také žádoucí, aby byla zaručena rovnoměrnost chodu, dostatečná pevnost ozubení kol a v neposlední řadě také hospodárná výroba kol.

Z těchto důvodů se používá tkz. ozubení HRC. Jedná se o nestandardní modifikované ozubení s dlouhými zuby. Je charakterizováno šikmým ozubením, nenormalizovaným modulem, umožňuje více párů zubů v záběru najednou a má také velkou poměrnou výšku hlavy h_a^* , jenž se pohybuje v rozmezí $1 - 1,6 [-]$. Tyto požadavky avšak závisí od jednotlivého stupně převodovky. U některých převodů (zvláště těch s velkým převodovým poměrem) může být docílení těchto požadavků nedosažitelné. Jednotlivé doporučené parametry kol jednotlivých převodů jsou uvedeny na obr. 29 v Příloze B.

Dle [1] se také doporučuje:

- volit součinitel záběru kroku ε_β u modifikovaných zubů v rozmezí $1 \div 1,2 [-]$ (pro dosažení nízkých hlukových emisí)
- volit součinitel záběru profilu ε_α u modifikovaných zubů v rozmezí $1,8 \div 2 [-]$ (pro dosažení nejlepších záběrových vlastností)
- zajistit podmínku měrných skluzů ($\vartheta_1 = \vartheta_2$). V absolutní hodnotě by nemělo být přesaženo hodnot větších jak $4 [-]$ (pro kvalitnější oleje SAE 5)

Návrh geometrických parametrů soukolí byl proveden s použitím programu Geometrie [9] a v souladu s výše uvedenými požadavky. Výstupy jednotlivých stupňů tohoto návrhu jsou uvedeny v Příloze B, vyjma převodu zpětného rychlostního stupně. Jeho geometrické parametry jsou závislé od rozměru vloženého kola. Jeho průměr je závislý od možnosti zástavby převodovky.

5.2 Pevnostní výpočet ozubení

Materiál ozubených kol volím ocel 14 220.4. Pro ozubení stálého záběru volím ocel 16 220.4 z důvodu většího namáhání.

Ozubení se kontroluje tzv. porovnávacím výpočtem. U modifikovaných zubů se postupuje dle normy DIN 3990 [10] [1]. Podle tohoto výpočtu se získají porovnávací bezpečnosti v dotyku a ohybu S_{HP} a S_{FP} , které se porovnávají s hodnotami uvedenými na Obr. 26 v Příloze C, přičemž na horní hranici se dimenzují převody těžších vozidel, například terénních.

Výpočet porovnávacích hodnot byl proveden pomocí programu CSNw [10]. Výpočty byly provedeny se zadáním statického momentu $M_M = 95$ [N.m] a součinitelem $K_{H\beta} = 1,3$ [–]. U soukolí stálého záběru byl použit moment $M_{ekv\ 1^\circ}$ (viz dále), znásobený převodovým poměrem i_{p1° . Výsledky jsou shrnuty v Příloze C. Tyto hodnoty byly porovnány s obr. 26 v Příloze C.

Geometrický výpočet ozubení - H:\BP\Geometrie soukolí-záloha-aktuální\Petka\Paty stupen...

Zadání | Míry ozubení | Identifikace

☒ **Vnější** ☐ Vnitřní ☐ Kuželové

Povinný vstup :

Normální modul	m_n	1.3900	[mm]
Počet zubů pastorku	z_1	47.0	
Počet zubů kola	z_2	38.0	
Sklon zubů roztečný	β	26.0000	[°]
Společná šířka zubů	b	10.60	[mm]

Výpočetní vstup :

Součet korekcí	x_Σ	-0.504729	
Korekce pastorku	x_1	-0.359195	
Korekce kola	x_2	-0.145534	
Osová vzdálenost pracovní	a_{vw}	65.00000	[mm]
Úhel záběru valivý čelní	α_{tw}	20.405068	[°]
Boční vůle	j_n	0.000	[mm]

☐

Základní profil :

☐ Standard ☒ Nestandard ☐ Kruhová pata

Poměrná výška hlavy pastorku	h_{ap1}^*	1.3000	
Poměrná výška hlavy kola	h_{ap2}^*	1.3000	
Poměrná hlavová vůle pastorku	c_{p1}^*	0.3500	
Poměrná hlavová vůle kola	c_{p2}^*	0.3500	
Poměrný radius paty pastorku	ρ_{fp1}^*	0.2120	
Poměrný radius paty kola	ρ_{fp2}^*	0.2120	
Úhel profilu	α_p	20.0000	[°]

Nepovinný vstup :

Hlavový průměr pastorku	d_{a1}	75.20000	[mm]
Hlavový průměr kola	d_{a2}	61.90000	[mm]

KOMPLEXNÍ KONTROLA ☒ DEC ☐ DMS

Obr. 13 – Výpočet geometrických parametrů soukolí 5. stupně [9]

DIN - ISO C verze 3.0 © M. Němček 2011

Úplný výpočet Zjednodušený výpočet ☐ ČSN ☐ DIN (B) ☒ DIN (C)

Typ ozubení
☒ Vnější
☐ Vnitřní

Geometrie
Materiály
Zatížení
Rozměry

KHB
Součinitele

Tisk

Konec

Výpočet

OHYB		DOTYK	
σ_{F1} = 618.7	σ_{F2} = 622.9	σ_{H1} = 1066.2	σ_{H2} = 1066.2
σ_{FP1} = 700.0	σ_{FP2} = 700.0	σ_{HP1} = 1270.0	σ_{HP2} = 1270.0
S_{F1} = 1.131	S_{F2} = 1.124	S_{H1} = 1.191	S_{H2} = 1.191
σ_{Fmax1} = 1237.5	σ_{Fmax2} = 1245.9	σ_{Hmax1} = 1507.9	σ_{Hmax2} = 1507.9
σ_{FPmax1} = 1400.0	σ_{FPmax2} = 1400.0	σ_{HPmax1} = 2600.0	σ_{HPmax2} = 2600.0
K_F = 1.560	K_{Fv} = 1.000	σ_{H01} = 853.7	σ_{H02} = 853.7
K_{Fa} = 1.200	$K_{F\beta}$ = 1.300	K_H = 1.560	K_{Hv} = 1.000
Y_ϵ = 0.625	Y_β = 0.783	$K_{H\alpha}$ = 1.200	$K_{H\beta}$ = 1.300
Y_{FS1} = 4.566	Y_{FS2} = 4.597	K_A = 1.000	K_{As} = 2.000
Y_{Fa1} = 2.958	Y_{Fa2} = 2.927	Z_ϵ = 0.714	Z_H = 2.388
Y_{Sa1} = 1.544	Y_{Sa2} = 1.570	Z_{R1} = 1.000	Z_{R2} = 1.000
		Z_E = 191.646	Z_β = 0.948

Obr. 14 – Výpočet porovnávacích bezpečností soukolí 5. stupně [10]

5.3 Výpočet silových poměrů v ozubení

Síly v ozubení nejsou počítány pro jmenovitý točivý moment M_M u všech převodů. Pro příklad uvádím tabulku výsledků experimentálního měření osobního vozidla škoda Fabia 1.4 TDi [11]. Z tabulky tab. 7 Přílohy D je zřejmé, že maximální točivý moment motoru ($M_{max} = 195$ [N.m]) nebyl pro první převodový stupeň nikdy dosažen. Tato skutečnost významně ovlivňuje návrh převodovky, konkrétně její životnost. Výrobci automobilů předpokládají určitou životnost vozidla. Podle [1] je předpokládaná životnost vozidla 100 000 [km] (výjimečně 200 000 [km]). Po uplynutí životnosti vozidla již mohou nastávat poruchy součástí převodovky, zejména způsobené opotřebením ložisek a ozubení. Protože výpočet životnosti součástí není cílem této práce, byl zvolen kompromis, odvíjející se od tab. 7 Přílohy D. Z této tabulky byl vypočítán tkz. ekvivalentní moment motoru při zařazeném prvním rychlostním stupni, jehož hodnota je zhruba 40 [%] maxima točivého momentu (viz Příloha D). Pro výpočet silových poměrů v ozubení prvního stupně volím ekvivalentní točivý moment $M_{ekv1} = 40$ [N.m]. Podle [11] je zřejmé, že čím vyšší převodový poměr, tím na něj

působí větší ekvivalentní moment. U i_{p4° a i_{p5° se tato hodnota téměř rovná jmenovitému točivému momentu.

Výpočet sil pro první převodový stupeň:

Obvodová tečná síla:

$$F_{t11} = F_{t12} = \frac{M_{ekv\ 1^\circ}}{\frac{d_{11}}{2}} = \frac{40 \cdot 10^3}{\frac{27,83}{2}} = 2874,60 \text{ [N]} \quad (60)$$

Radiální síla:

$$F_{r11} = F_{r12} = F_{t11} \cdot \frac{\tan \alpha_n}{\cos \beta} = 2874,60 \cdot \frac{\tan(20)}{\cos(14)} = 1078,21 \text{ [N]} \quad (61)$$

Reakční síla:

$$F_{a11} = F_{a12} = F_{t11} \cdot \tan \beta = 2874,60 \cdot \tan(14) = 716,66 \text{ [N]} \quad (62)$$

Tab. 5 – Silové poměry v ozubení při zařazeném prvním a pátém rychlostním stupni

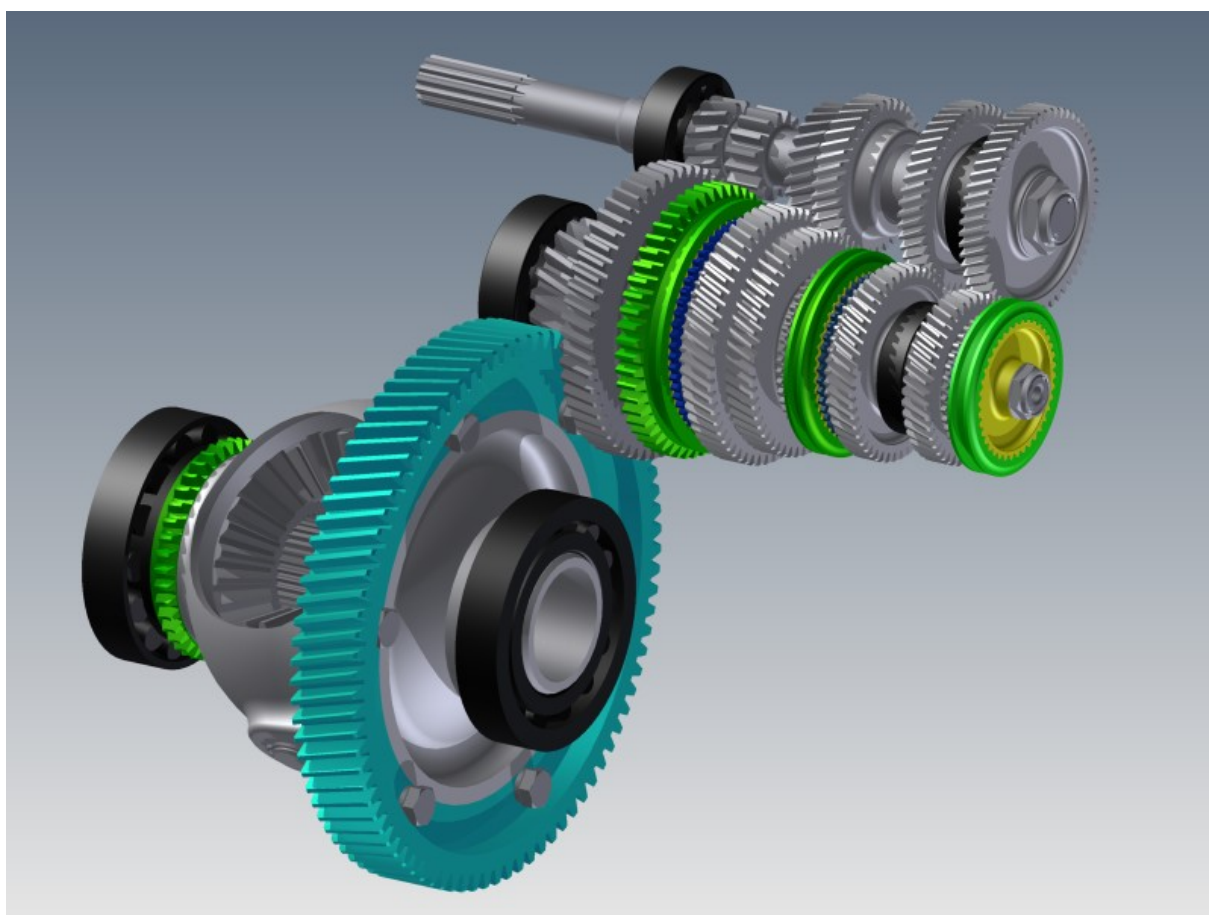
Převod		M [N.m]	β [°]	α_n [°]	F_t [N]	F_r [N]	F_a [N]
1°		40	14	20	2874,60	1078,21	716,66
5°		95	20	26	2613,84	1356,54	951,28
SZ	Zařazen 1°	151,5	16	17	6801,35	2186,20	2209,72
	Zařazen 5°	76	18	17	3411,90	1096,71	1108,51

6 Konstrukce převodovky

Vlastní konstrukce převodovky vychází z osvědčeného typu převodovky vozidla Škoda Favorit (obr. 6). Tato varianta řešení byla zvolena pro její trvanlivost a spolehlivost. Základní změnou oproti stávajícímu řešení je snaha o menší zástavbu a rozměry převodovky. Tím lze docílit menší hmotnosti, menších výrobních nákladů a menší ceny převodovky.

6.1 Konstrukce základní převodovky

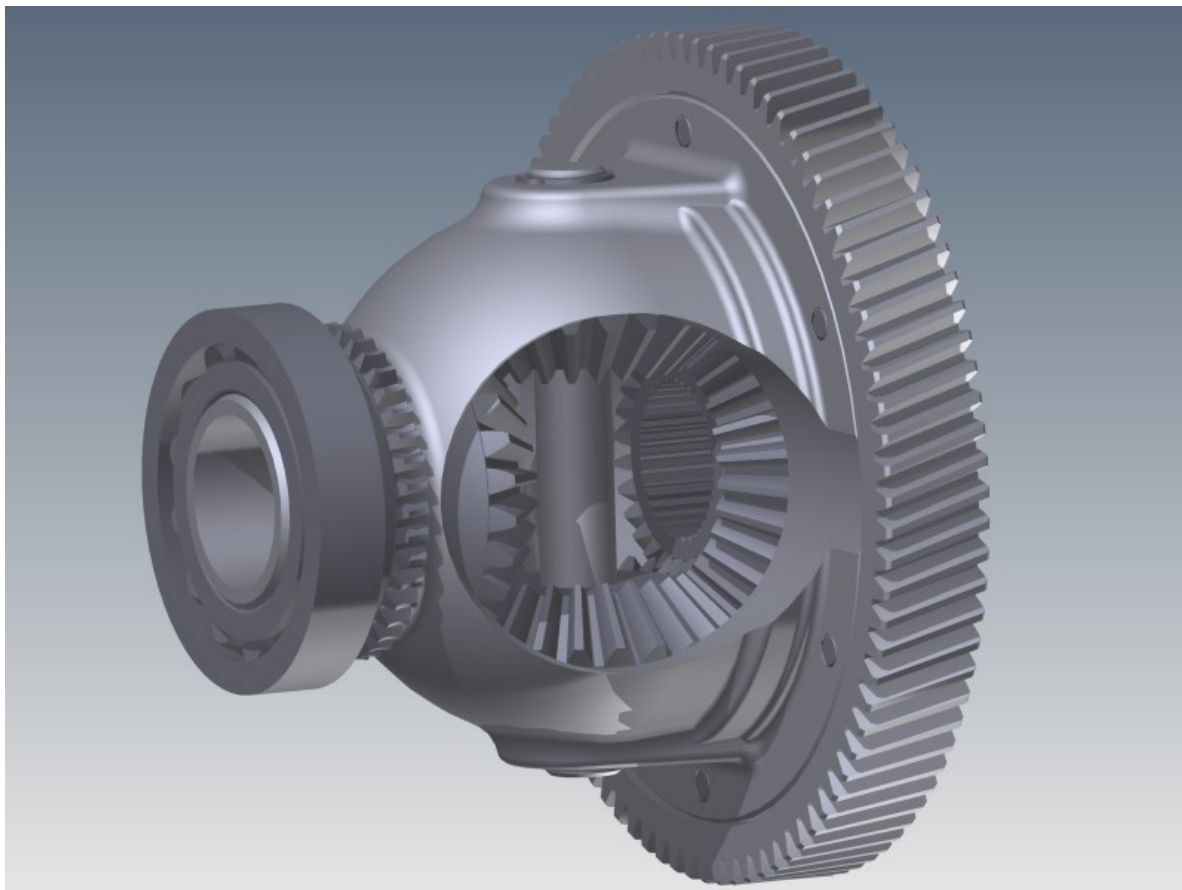
Uspořádání převodů bylo ponecháno podle předlohy. Toto řešení zaručuje podmínku, že nejčastěji řazené převody nebo převody s velkými silami by měly být blíže stěny převodovky. V tomto případě to je převod pátého, čtvrtého a prvního stupně. Další změnou je použití valivých jehlových ložisek Koyo [17] pod všemi koly dopředných převodových stupňů. Tím je zaručen tišší chod převodovky. Kola jsou vůči axiálním posuvům zajištěna jádry synchronizačních spojek a tyto spojky jsou jistěny kroužky na hřídeli. Celek je také konstruován s ohledem na sestavení, kdy může být celek seskládán z jedné polohy hřídele bez nutnosti jeho otáčení.



Obr. 15 – Celkový pohled na model vlastního řešení

6.2 Konstrukce stálého záběru

Stálý záběr je podle předlohy součástí základní převodovky. Pastorek je vyroben přímo na výstupním hřídeli. Kolo stálého záběru je řešeno jako ozubený věnec diferenciálu. Do tohoto věnce je vmontován odlitek těla diferenciálu, jenž zahrnuje jádro diferenciálu (satelity). Celek je uložen v kuželíkových ložiscích. Dále je doplněn pohon rychloměru. Tato část návrhu převodovky není v této práci řešena. Představuje pouze doplnění a následnou cestu konstrukce.



Obr. 16 – Konstrukce modelu diferenciálu

7 Základní pevnostní výpočet hřídelů

Silové působení na hřídele je zobrazeno na obr. 22 Přílohy A. Hřídele jsou dle zadání řešeny pouze zjednodušeným výpočtem, nezahrnující dynamické výpočty a s tím související životnost hřídelů. K tomuto řešení je třeba experimentálně získat zkouškami zátěžová spektra hřídelů (dále jen CHSZ) nebo je vhodně odhadovat.

Pro výpočet byly použity zátěžné síly, uvedené v tab. 5. První hřídel je řešen pomocí metody MKP (Příloha E) pro silové působení od prvního převodového stupně, jenž hřídel nejvíce zatěžuje. Z výsledku lze říci, že nejkritičtějším místem je místo osazení pro tělo spojky a zaoblení přechodu osazení pro ložisko. Redukované namáhání tohoto místa však výrazně nepřekračuje mez kluzu oceli 14 220.4, ze které je hřídel vyrobena. Mez kluzu v tahu této oceli je po tepelném zpracování $R_{e\ 14\ 220.4} = 590$ [MPa] [13].

Průhyby hřídelů nejsou řešeny. Tyto průhyby mohou nabývat výrazně větších hodnot, než jsou obvyklé dovolené hodnoty $[(0,01 - 0,05) \cdot \text{modul}]$. Dále tyto hodnoty závisí na směru působení obvodových sil na ozubení F_t . Je zásadní rozdíl mezi jízdou se sešlápnutým akceleračním pedálem a jízdou s vyšlápnutým pedálem, neboli „brždění motorem“. Tím se mění silové působení na hřídele (přesněji dochází k otočení směru působení síly F_t a tím i síly F_a).

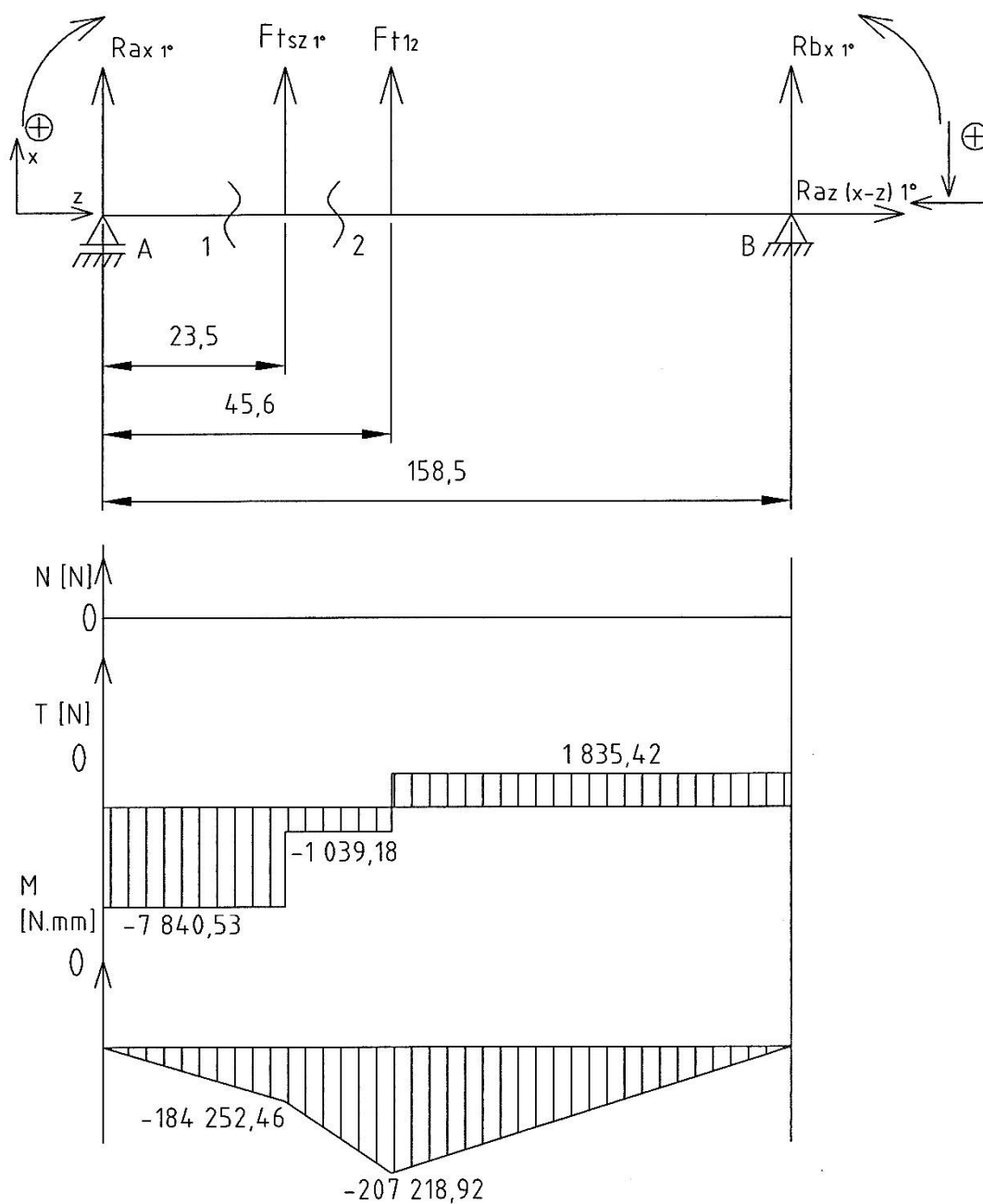
S průhybem hřídelů souvisí i úhel natočení podpor neboli ložisek. Pro použitá jednořadá kuličková ložiska je dovoleno natočení vnitřního kroužku oproti vnějšímu o hodnotu 2-16 [°].[12]. Problém může však nastat u válečkového ložiska typu NU 206, které je použito na druhém konci hřídele. Požadované natočení může přesáhnout dovolené natočení, dané výrobcem. A to zejména pro první a zpětný převodový stupeň. Tuto skutečnost lze řešit více způsoby:

- Konzultovat tuto skutečnost s výrobcem a přihlédnout k CHSZ
- Změnit typ ložiska (např. za soudečkové)
- Oslabit stěnu skříně pro dosažení požadovaného úhlu natočení
- S přihlédnutím k velkosériové výrobě zkonstruovat speciální ložisko

7.1 Pevnostní výpočet výstupního hřídele pro první převodový stupeň

Zařazený první převodový stupeň nejvíce hřídel zatěžuje. Silové působení je zobrazeno na obr. 22 v Příloze A. Je uvedeno pro jízdu se sešlápnutým akceleračním pedálem, nebo stav kdy vozidlo nezpomaluje.

Rovina x-z:



Obr. 17

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{az} (x-z) 1^\circ = 0 \text{ [N]}$$

(63)

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{a_{x1^\circ}} + F_{t_{sz1^\circ}} + F_{t_{12}} + R_{b_{x1^\circ}} = 0 \quad [\text{N}] \quad (64)$$

Moment k bodu A:

$$\sum M_a = 0$$

$$-F_{t_{sz1^\circ}} \cdot 23,5 - F_{t_{12}} \cdot 45,6 - R_{b_{x1^\circ}} \cdot 158,5 = 0 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (65)$$

$$R_{b_{x1^\circ}} = \frac{-F_{t_{sz1^\circ}} \cdot 23,5 - F_{t_{12}} \cdot 45,6}{158,5} \quad [\text{N}] \quad (66)$$

$$R_{b_{x1^\circ}} = \frac{-6801,35 \cdot 23,5 - 2874,60 \cdot 45,6}{158,5} = -1835,42 \quad [\text{N}] \quad (67)$$

Z rovnice (64):

$$R_{a_{x1^\circ}} = -F_{t_{sz1^\circ}} - R_{b_{x1^\circ}} - F_{t_{12}} \quad [\text{N}] \quad (68)$$

$$R_{a_{x1^\circ}} = -6801,35 + 1835,42 - 2874,60 = -7840,53 \quad [\text{N}] \quad (69)$$

Dle silového obrazce a největších koncentrací napětí (vrubů) předpokládám kritická místa 1 a 2 (dle obr. 17). V těchto místech působí ohybové momenty ve vzdálenostech od podpory A:

$$x_1 = 8 \quad [\text{mm}]$$

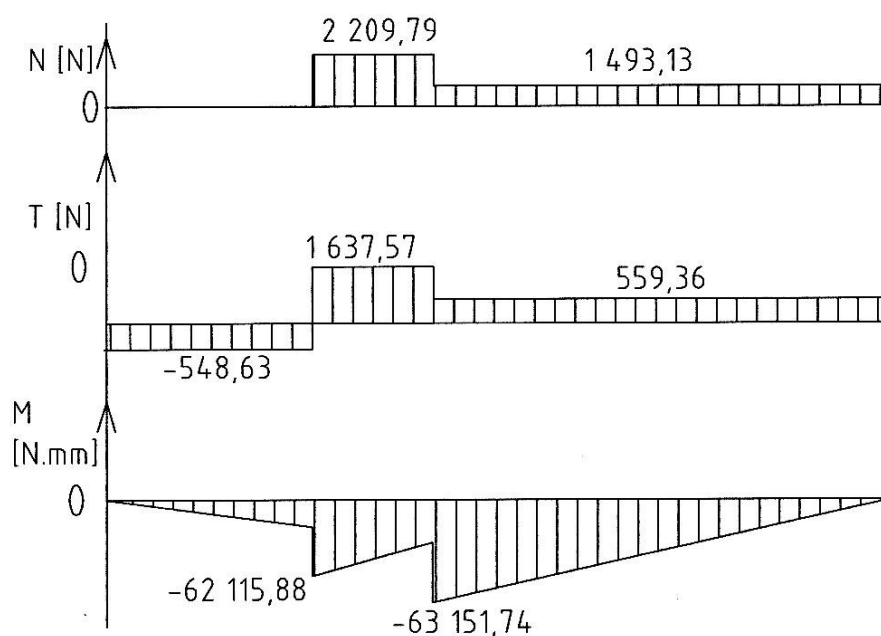
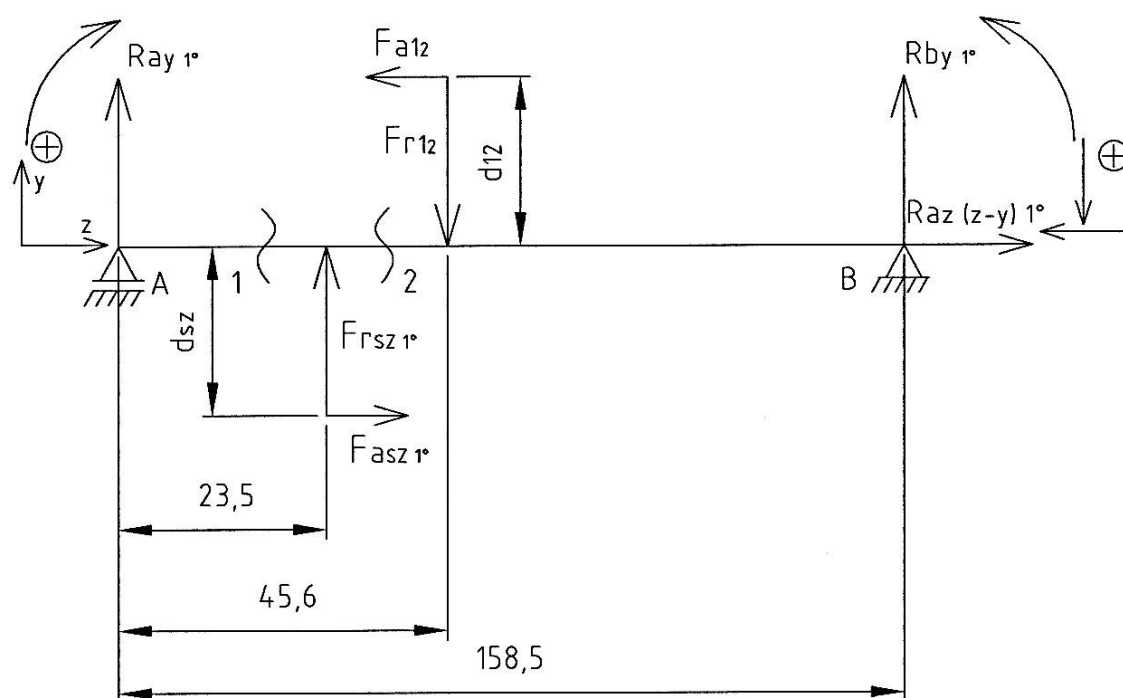
$$x_2 = 39 \quad [\text{mm}]$$

$$M_{o_{x_1(x-z)}} = R_{a_{x1^\circ}} \cdot x_1 = -7840,53 \cdot 8 = -62\,724,24 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (70)$$

$$M_{o_{x_2(x-z)}} = R_{a_{x1^\circ}} \cdot x_2 + F_{t_{sz1^\circ}} \cdot (x_2 - 23,5) \quad (71)$$

$$M_{o_{x_2(x-z)}} = -7840,53 \cdot 39 + 6801,35 \cdot (39 - 23,5) = -200\,359,75 \quad [\text{N} \cdot \text{mm}] \quad (72)$$

Rovina y-z:



Obr. 18

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{asz\ 1^\circ} - F_{a12} + R_{az\ (y-z)1^\circ} = 0 \quad [\text{N}] \quad (73)$$

$$R_{az\ (y-z)1^\circ} = -F_{asz\ 1^\circ} + F_{a12} \quad [\text{N}] \quad (74)$$

$$R_{az\ (y-z)1^\circ} = -2209,79 + 716,66 = -1493,13 \quad [\text{N}] \quad (75)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{ay1^\circ} + Fr_{sz1^\circ} + R_{by1^\circ} - Fr_{12} = 0 \quad [N] \quad (76)$$

Moment k bodu A:

$$\sum M_a = 0$$

$$-Fr_{sz1^\circ} \cdot 23,5 - Fa_{sz1^\circ} \cdot \frac{d_{sz}}{2} - Fa_{12} \cdot \frac{d_{12}}{2} + Fr_{12} \cdot 45,6 - R_{by1^\circ} \cdot 158,5 = 0 \quad [N \cdot mm] \quad (77)$$

$$R_{by1^\circ} = \frac{-Fr_{sz1^\circ} \cdot 23,5 - Fa_{sz1^\circ} \cdot \frac{d_{sz}}{2} - Fa_{12} \cdot \frac{d_{12}}{2} + Fr_{12} \cdot 45,6}{158,5} \quad [N] \quad (78)$$

$$\begin{aligned} R_{by1^\circ} &= \frac{-2186,20 \cdot 23,5 - 2209,79 \cdot \frac{44,55}{2} - 716,66 \cdot \frac{103,89}{2} + 1078,21 \cdot 45,6}{158,5} \\ &= -559,36 \quad [N] \end{aligned} \quad (79)$$

Z rovnice (76):

$$R_{ay1^\circ} = -R_{by1^\circ} - Fr_{sz1^\circ} + Fr_{12} \quad [N] \quad (80)$$

$$R_{ay1^\circ} = -(-559,36) - 2186,20 + 1078,21 = -548,63 \quad [N] \quad (81)$$

Ohybový moment pro kritické místo 1:

$$M_{ox_1(y-z)} = R_{ay1^\circ} \cdot x_1 = -548,63 \cdot 8 = -4389,04 \quad [N \cdot mm] \quad (82)$$

Ohybový moment pro kritické místo 2:

$$M_{ox_2(y-z)} = R_{ay1^\circ} \cdot x_2 - Fa_{sz1^\circ} \cdot \frac{d_{sz}}{2} + Fr_{sz1^\circ} \cdot (x_2 - 23,5) \quad [N \cdot mm] \quad (83)$$

$$\begin{aligned} M_{ox_2(y-z)} &= -548,63 \cdot 39 - 2209,72 \cdot \frac{44,55}{2} + 2186,20 \cdot (39 - 23,5) \\ &= -36731,98 \quad [N \cdot mm] \end{aligned} \quad (84)$$

Výsledný ohybový moment místa 1 [14]:

$$M_{ox_1(\text{výsledný})} = \sqrt{(M_{ox_1(x-z)})^2 + (M_{ox_1(y-z)})^2} \quad (85)$$

$$M_{ox_1(\text{výsledný})} = \sqrt{(-62724,24)^2 + (-4389,04)^2} = 62877,61 \quad [N \cdot mm] \quad (86)$$

Výsledný ohybový moment místa 2 [14]:

$$M_{o\ x_2} (\text{výsledný}) = \sqrt{(M_{o\ x_2\ (x-z)})^2 + (M_{o\ x_2\ (y-z)})^2} \quad (87)$$

$$M_{o\ x_2} (\text{výsledný}) = \sqrt{(-200\ 359,75)^2 + (-36\ 731,98)^2} = 203\ 698,96 \text{ [N.mm]} \quad (88)$$

V obou místech jsou velmi výrazné vruby. Pro snížení vrubového účinku je použito rádiusu a místa jsou také jemně obrobena. Napětí v kritických místech bude: [14]

Místo 1:

$$\sigma_{o\ x_1} = \frac{M_{o\ x_1} (\text{výsledný})}{W_{o\ x_1}} = \frac{M_{o\ x_1} (\text{výsledný})}{\frac{\pi \cdot d_1^3}{32}} \cdot \alpha_{\sigma\ x_1} \text{ [MPa]} \quad (89)$$

$$\sigma_{o\ x_1} = \frac{62\ 877,61}{\frac{\pi \cdot 30^3}{32}} \cdot 2,6 = 61,67 \text{ [MPa]} \quad (90)$$

kde:

$\alpha_{\sigma\ x_1}$ – tvarový součinitel pro osazenou hřídel namáhanou ohybem, volím 2,6 [–] dle [12]

Místo 2:

$$\sigma_{o\ x_2} = \frac{M_{o\ x_2} (\text{výsledný})}{W_{o\ x_2}} = \frac{M_{o\ x_2} (\text{výsledný})}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{32}} \cdot \alpha_{\sigma\ x_2} \text{ [MPa]} \quad (91)$$

$$\sigma_{o\ x_2} = \frac{203\ 698,96}{\frac{\pi \cdot 29,4^3}{32}} \cdot 2,15 = 175,54 \text{ [MPa]} \quad (92)$$

kde:

$\alpha_{\sigma\ x_2}$ – tvarový součinitel pro osazenou tyč namáhanou ohybem, volím 2,15 [–] dle [12]

Místo 2 také přenáší točivý moment zvětšený o převod prvního stupně. Pro výsledný točivý moment platí:

$$M_{x_2} = M_{1^\circ} \cdot i_{p1^\circ} = 40 \cdot 3,787 = 151,48 \text{ [N.m]} \quad (93)$$

Střihové napětí místa 2 [14]:

$$\tau_{x_2} = \frac{M_{x_2}}{W_{k_{x_2}}} \cdot \alpha_{\tau_{x_2}} = \frac{M_{x_2}}{\frac{\pi \cdot d_2^3}{16}} \cdot \alpha_{\tau_{x_2}} = \frac{151,5 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 29,4^3}{16}} \cdot 1,65 = 50,09 \text{ [MPa]} \quad (94)$$

kde:

$\alpha_{\tau_{x_2}}$ – tvarový součinitel pro osazenou hřídel namáhanou krutem, volím 1,65 [–] dle [12]

Výsledné redukované napětí místa 2 podle hypotézy HMM [14]:

$$\sigma_{\text{red } x_2} = \sqrt{(\sigma_{o_{x_2}})^2 + 3 \cdot (\tau_{x_2})^2} = \sqrt{(176,40)^2 + 3 \cdot (50,09)^2} = 196,58 \text{ [MPa]} \quad (95)$$

Statická bezpečnost místa 2 [14]:

$$k_{s_{x_2}} = \frac{R_{e16220.4}}{\sigma_{\text{red } x_2}} = \frac{588}{196,58} = 2,99 \text{ [–]} \quad (96)$$

kde:

$R_{e16220.4}$ - mez kluzu oceli 16 220.4 v tahu, volím 588 [MPa] [13]

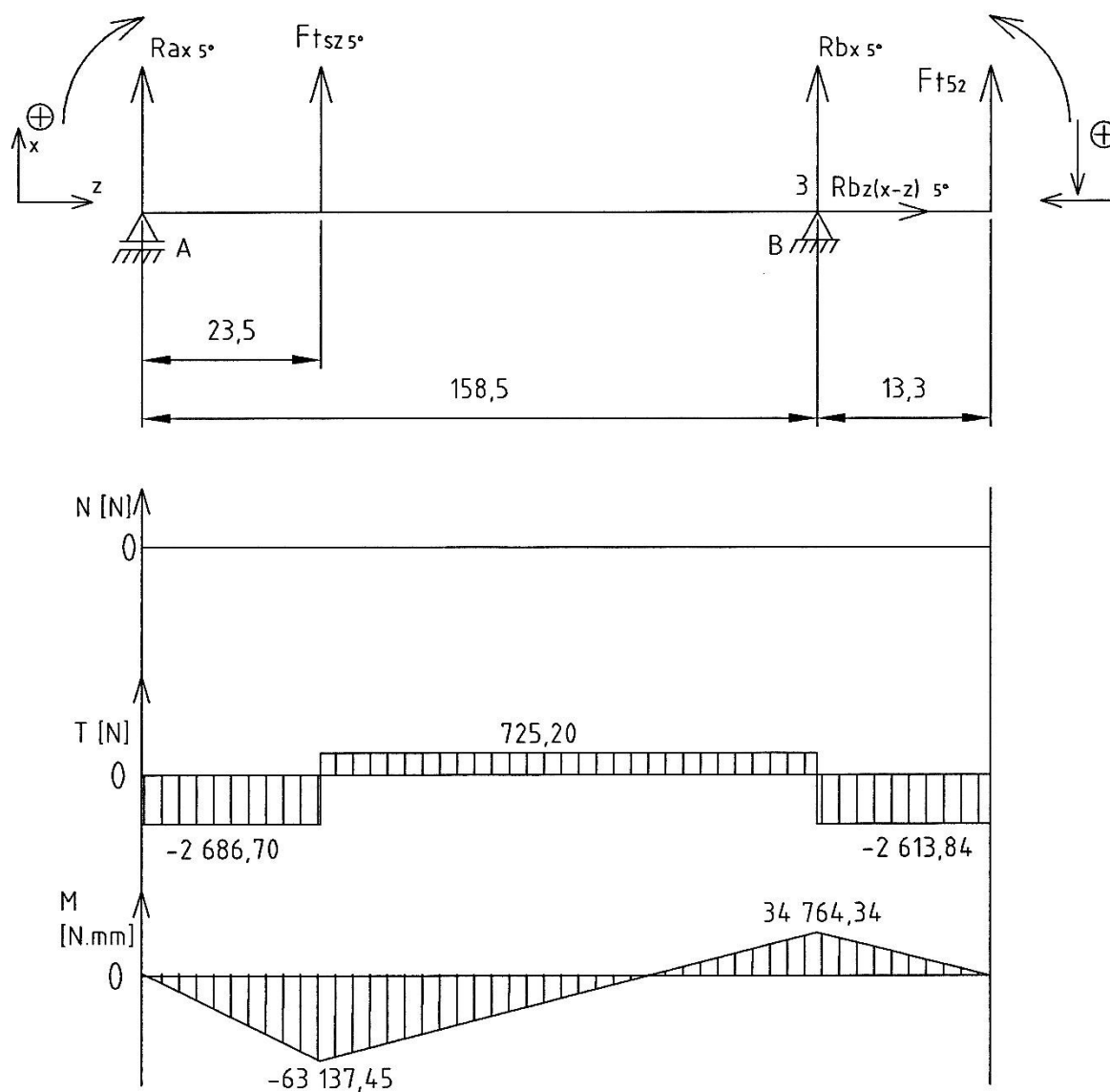
Místo 1 nepřenáší žádný točivý moment. Jeho statická bezpečnost bude:

$$k_{s_{x_1}} = \frac{R_{e16220.4}}{\sigma_{o_{x_1}}} = \frac{588}{61,67} = 9,53 \text{ [–]} \quad (97)$$

7.2 Pevnostní výpočet výstupního hřídele pro pátý převodový stupeň

Zařazený pátý převodový stupeň naopak nejméně zatěžuje hřídel. Silové působení je zobrazeno na obr. 22 v Příloze A. Je uvedeno pro jízdu, kdy vozidlo zrychluje nebo jede ustáleným pohybem. Je však nutné zkontrolovat místo pod podpěrou B.

Rovina x-z:



Obr. 19

$$\sum F_z = 0$$

$$R_{bz(x-z)} 5^\circ = 0 \quad [\text{N}] \quad (98)$$

$$\sum F_x = 0$$

$$R_{a_{x 5^\circ}} + F_{t_{sz 5^\circ}} + R_{b_{x 5^\circ}} + F_{t_{52}} = 0 \quad [N] \quad (99)$$

Moment k bodu A:

$$\sum M_a = 0$$

$$-F_{t_{sz 5^\circ}} \cdot 23,5 - R_{b_{x 5^\circ}} \cdot 158,5 - F_{t_{52}} \cdot (158,5 + 13,3) = 0 \quad [N \cdot mm] \quad (100)$$

$$R_{b_{x 5^\circ}} = \frac{-F_{t_{sz 5^\circ}} \cdot 23,5 - F_{t_{52}} \cdot (158,5 + 13,3)}{158,5} \quad [N] \quad (101)$$

$$R_{b_{x 5^\circ}} = \frac{-3411,90 \cdot 23,5 - 2613,84 \cdot (158,5 + 13,3)}{158,5} = -3339,04 \quad [N] \quad (102)$$

Z rovnice (99):

$$R_{a_{x 5^\circ}} = -F_{t_{sz 5^\circ}} - R_{b_{x 5^\circ}} - F_{t_{52}} \quad [N] \quad (103)$$

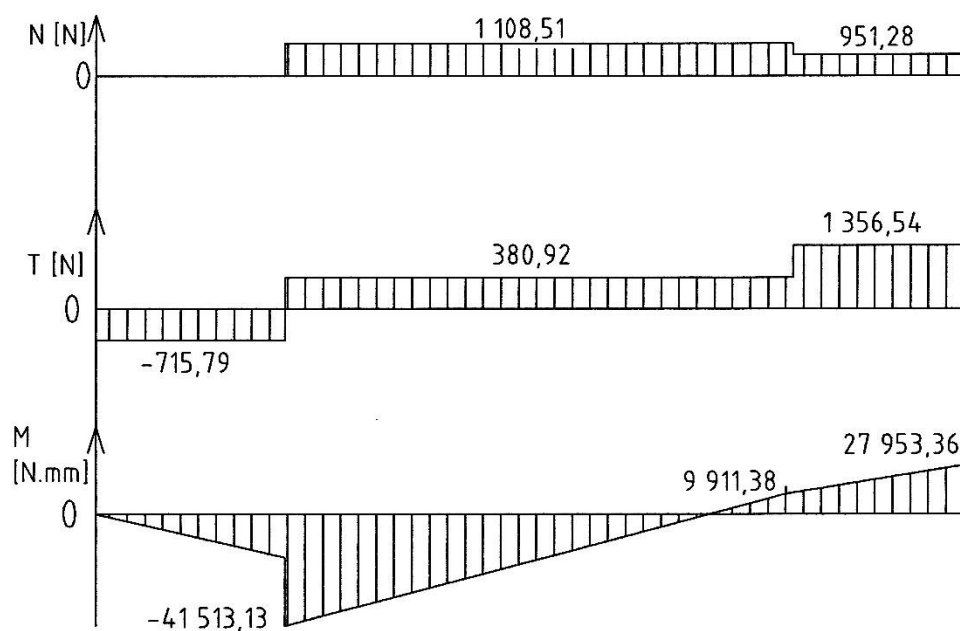
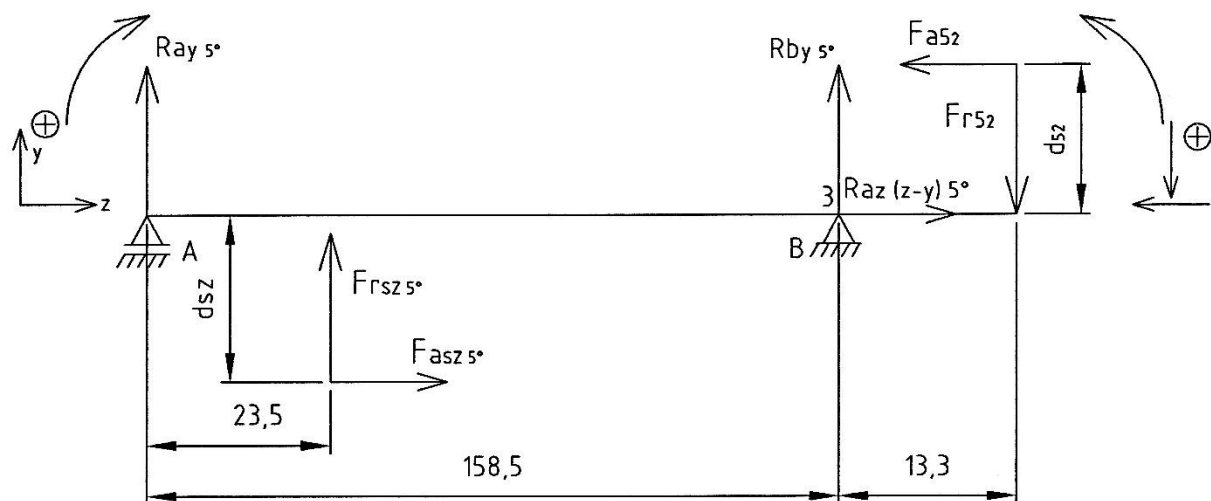
$$R_{a_{x 5^\circ}} = -3411,90 - (-3339,04) - 2613,84 = -2686,70 \quad [N] \quad (104)$$

Dle silového obrazce předpokládám kritické místo 3 pod podporou B (dle obr. 19).
V tomto místě působí ohybový moment na rameni x_3 :

$$x_3 = 13,3 \quad [mm]$$

$$M_{o_{x_3} (x-z)} = F_{t_{52}} \cdot x_3 = 2613,84 \cdot 13,3 = 34\,764,07 \quad [N \cdot mm] \quad (105)$$

Rovina z-y:



Obr. 20

$$\sum F_z = 0$$

$$F_{sz} 5^\circ - F_{a52} + R_{az} (x-y) 5^\circ = 0 \quad [\text{N}] \quad (106)$$

$$R_{az} (z-y) 5^\circ = -F_{sz} 5^\circ + F_{a52} \quad [\text{N}] \quad (107)$$

$$R_{az} (z-y) 5^\circ = -1108,51 + 951,28 = -157,23 \quad [\text{N}] \quad (108)$$

$$\sum F_y = 0$$

$$R_{a_y 5^\circ} + Fr_{sz 5^\circ} + R_{b_y 5^\circ} - Fr_{52} = 0 \quad [N] \quad (109)$$

Moment k bodu A:

$$\sum M_a = 0$$

$$-Fr_{sz 5^\circ} \cdot 23,5 - Fa_{sz 5^\circ} \cdot \frac{d_{sz}}{2} - R_{b_y 5^\circ} \cdot 158,5 - Fa_{52} \cdot \frac{d_{52}}{2} + Fr_{52} \cdot (158,5 + 13,3) = 0 \quad [N \cdot mm] \quad (110)$$

$$R_{b_y 5^\circ} = \frac{-Fr_{sz 5^\circ} \cdot 23,5 - Fa_{sz 5^\circ} \cdot \frac{d_{sz}}{2} - Fa_{52} \cdot \frac{d_{52}}{2} + Fr_{52} \cdot (158,5 + 13,3)}{158,5} \quad [N] \quad (111)$$

$$\begin{aligned} R_{b_y 5^\circ} &= \frac{-1096,71 \cdot 23,5 - 1108,51 \cdot \frac{44,55}{2} - 951,28 \cdot \frac{58,77}{2} + 1356,54 \cdot (158,5 + 13,3)}{158,5} \\ &= 975,62 \quad [N] \end{aligned} \quad (112)$$

Z rovnice (109):

$$R_{a_y 5^\circ} = -R_{b_y 5^\circ} - Fr_{sz 5^\circ} + Fr_{52} \quad [N] \quad (113)$$

$$R_{a_y 5^\circ} = -975,62 - 1096,71 + 1356,54 = -715,79 \quad [N] \quad (114)$$

Ohybový moment pro kritické místo 3:

$$M_{o_{x_3} (z-y)} = -Fr_{52} \cdot x_3 + Fa_{52} \cdot \frac{d_{52}}{2} \quad (115)$$

$$M_{o_{x_3} (z-y)} = -1356,54 \cdot 13,3 + 951,28 \cdot \frac{58,77}{2} = 9\,911,38 \quad [N \cdot mm] \quad (116)$$

Výsledný ohybový moment místa 1 [14]:

$$M_{o_{x_3} (výsledný)} = \sqrt{(M_{o_{x_3} (x-z)})^2 + (M_{o_{x_3} (z-y)})^2} \quad [N \cdot mm] \quad (117)$$

$$M_{o_{x_3} (výsledný)} = \sqrt{(34\,764,07)^2 + (9\,911,38)^2} = 36\,149,36 \quad [N \cdot mm] \quad (118)$$

V tomto místě je hladká součást bez vrubu s osovým odvrátáním. Je také jemně opracována z důvodu uložení ložiska. Výsledné ohybové napětí lze tedy vyjádřit [14]:

$$\sigma_{o_{x_3}} = \frac{M_{o_{x_3} (výsledný)}}{W_{o_{x_3}}} = \frac{M_{o_{x_3} (výsledný)}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{32} - \frac{\pi \cdot d_4^3}{32}} \quad [MPa] \quad (119)$$

$$\sigma_{o\ x_3} = \frac{36\ 149,36}{\frac{\pi \cdot 17^3}{32} - \frac{\pi \cdot 6^3}{32}} = 78,39 \text{ [MPa]} \quad (120)$$

Do výpočtu zahrnují stříhové napětí od točivého momentu [14]:

$$\tau_{x_3} = \frac{M_{5^\circ}}{W_{k\ x_3}} = \frac{M_{5^\circ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16} - \frac{\pi \cdot d_4^3}{16}} = \frac{76 \cdot 10^3}{\frac{\pi \cdot 17^3}{16} - \frac{\pi \cdot 6^3}{16}} = 82,40 \text{ [MPa]} \quad (121)$$

Výsledné redukované napětí podle hypotézy GUEST [14]:

$$\sigma_{red\ x_3} = \sqrt{(\sigma_{o\ x_3})^2 + 4 \cdot (\tau_{x_3})^2} = \sqrt{(78,39)^2 + 4 \cdot (82,40)^2} = 182,49 \text{ [MPa]} \quad (122)$$

Statická bezpečnost místa 3 [14]:

$$k_{s\ x_3} = \frac{R_{e\ 16\ 220,4}}{\sigma_{red\ x_3}} = \frac{588}{182,49} = 3,22 \text{ [-]} \quad (123)$$

8 Základní výpočty ložisek

Jsou provedeny pouze základní výpočty životnosti ložisek výstupního hřídele bez přídavných součinitelů, které zohledňují prostředí a podmínky, ve kterých ložiska pracují. Tyto součinitele však mohou velmi významným způsobem snížit životnost ložisek.

8.1 Výpočet ložisek výstupního hřídele

Životnost ložisek je počítána pro zátěžné síly od zařazeného páteho stupně a stavu, kdy vozidlo jede ustáleným pohybem, nebo zrychluje.

Celková radiální síla na podporu A (v osách x a y):

$$R_{a_{x,y}} = \sqrt{(R_{a_x 5^\circ})^2 + (R_{a_y 5^\circ})^2} \quad [\text{N}] \quad (124)$$

$$R_{a_{x,y}} = \sqrt{(-2686,70)^2 + (-715,79)^2} = 2\,780,42 \quad [\text{N}] \quad (125)$$

Celková radiální síla na podporu B (v osách x a y):

$$R_{b_{x,y}} = \sqrt{(R_{b_x 5^\circ})^2 + (R_{b_y 5^\circ})^2} \quad [\text{N}] \quad (126)$$

$$R_{b_{x,y}} = \sqrt{(-3339,04)^2 + (975,62)^2} = 3\,478,65 \quad [\text{N}] \quad (127)$$

Axiální síla na podporu A:

$$R_{a_z (z-y) 5^\circ} = -157,23 \quad [\text{N}] \quad (128)$$

Podpora B je tvořena jednořadým kuličkovým ložiskem 6304N od výrobce SKF [15] s normální vůlí. Podle [15] se vypočte ekvivalentní dynamické zatížení (pro $F_a/F_r \leq e$) [15]:

$$P = R_{b_{x,y}} \quad [\text{N}] \quad (129)$$

Základní trvanlivost ložiska [15]:

$$L_{10\,B} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad [10^6 \text{ ot}] \quad (130)$$

$$L_{10\,B} = \left(\frac{14\,300}{3\,478,65}\right)^3 = 69,47 \quad [10^6 \text{ ot}] \quad (131)$$

Podpora A je tvořena válečkovým ložiskem NU 206 od stejného výrobce [16]. Tato podpora nepřenáší axiální síly, pouze radiální. Platí tedy:

$$P = R_{a_{x,y}} \text{ [N]} \quad (132)$$

Základní trvanlivost ložiska [13]:

$$L_{10 A} = \left(\frac{C}{P} \right)^p \text{ [10}^6 \text{ ot]} \quad (133)$$

$$L_{10 A} = \left(\frac{44\,000}{2\,780,42} \right)^{\frac{10}{3}} = 9\,949,64 \text{ [10}^6 \text{ ot]} \quad (134)$$

9 Závěr

V této práci je podle zadaných parametrů zkonstruován funkční návrh převodovky malého osobního automobilu pro městský provoz.

Podle obr. 21 v Příloze A (rychlostní diagram vozidla) lze usoudit, že ačkoliv momentový parametr motoru byl zadán poměrně vysoko v otáčkovém poli, bylo vhodně zvoleno odstupňování základní převodovky. Při jízdě ve městě nebo zastavěné oblasti může vozidlo jet na třetí rychlostní stupeň. Právě při jízdě na tento stupeň je v okolí rychlosti 50 [km/h] oblast nejvyššího točivého momentu. Obdobná situace nastává při rychlostech 30, 70, a 90 [km/h] při zařazení vhodných stupňů. Tato skutečnost významně ovlivňuje akceleraci vozidla, nutnou například pro předjíždění, nebo náhlé potřebné zrychlení vozidla v městském provozu. Nicméně při jízdě na rychlostní komunikaci, při rychlosti přibližně 130 [km/h] lze očekávat, že motor bude pracovat při výrazně vyšších otáčkách, což může vést ke zvýšené spotřebě paliva. Vozidlo bylo však přizpůsobeno právě pro provoz ve městech.

Z obr. 40 v Příloze E (Napěťová analýza vstupního hřídele) lze odečítat napěťové špičky pod osazením pro lože spojky. Tento výpočet byl proveden pro zvolený ekvivalentní točivý moment. Lze tedy očekávat při zvýšení otáček motoru a tím následnému zvětšení momentu, že v těchto místech dojde k výraznému zvětšení napětí. Je možné provést zásadní konstrukční změny těchto míst. Průměr hřídele může být ponechán na hlavový průměr vstupního drážkování, mohou být změněny konstrukční prvky (zvětšení zaoblení přechodů) nebo změněno odstupňování hřídele.

U výstupního hřídele může taktéž nastat problém s jeho únosností v místě 2 (obr. 17). Při výpočtu pevnosti pro zařazený první převodový stupeň a zvolený ekvivalentní točivý moment je zde patrné značné namáhání. Z hlediska statického namáhání není příliš významné vůči vysoké mezi kluzu v tahu použitého materiálu. Z hlediska dynamického namáhání však může být větší mírou překročena mez únavy. Dalšími významnými kritickými místy jsou odvrtníky pro mazání ložiska kola prvního převodového stupně a následný zápich pro pojištění jádra synchronizační spojky. Podle ohybového obrazce obr. 17 a obr. 18 jsou zde také velmi značná namáhání. Dynamické výpočty těchto míst však zachází do života součásti. Dalším problémem při této kontrole je ta skutečnost, že při brždění motorem se silový obrazec zatěžování mění. Tím může docházet i ke větším hodnotám napětí v těchto místech.

Lze však připustit i konstrukční změny v těchto místech. Může být například zrušen technologický zápich v místě 2 a také zrušena díra pro mazání. Tím může být i zkráceno středové odvrtníky hřídele. V místě 2 může být poté vytvořeno velké zaoblení (s ohledem na

technologii výroby – broušení plochy ložiska). Tyto úpravy výrazně zvýší pevnost a také dynamickou únosnost kritických míst.

V případě nevyhovující životnosti ložisek mohou být tato ložiska nahrazena vzhledem k velkosériové výrobě za speciální. Tím může také dojít ke změnám v konstrukci pojištění ložisek proti axiálnímu posuvu, nebo změně jejich celkové velikosti a velikosti převodovky.

10 Použitá literatura

- [1] MORAVEC, Vladimír. *Mechanické a hydraulické převody: Mechanické převody*. 1. vyd. Skriptum. Ostrava: VŠB-TUO, 2000. 107 s. ISBN 80-7078-807-0.
- [2] VLK, František. *Koncepce motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství a vydavatelství vlk, 2000. 374 s. ISBN 80-238-5276-0.
- [3] JAN, Zdeněk a ŽDÁNSKÝ, Bronislav. *Automobily 2: Převody*. 3. Vyd. Brno: Nakladatelství Avid s.r.o, 2006. 129 s. ISBN 80-903671-5-1.
- [4] VLK, František. *Převody motorových vozidel*. 1. vyd. Brno: Nakladatelství František Vlk, 2006. 388 s. ISBN 80-239-6463-1.
- [5] ŠIROKÝ, Vladimír. *Pohyb silničních vozidel* [online]. [cit. 2013-11-05]. Dokument ve formátu PDF. Dostupné z http://homen.vsb.cz/~s1i95/mvd/Moodle/2_4.pdf
- [6] *Tyre data calculator* [online]. c2013, poslední revize 3. 2013 [cit. 2013-11-05]. Dostupné z http://bndtechsource.ucoz.com/index/tire_data_calculator/0-20
- [7] ŠKODA AUTO A.S. *Automobil Škoda Citigo* [online]. c2013 [cit. 2013-11-05]. Dostupné z: <http://www.skoda-auto.cz/models/citigo3dverovakaroserie#.UXZ790o69w0>
- [8] MATĚJKA, Rostislav. *Vozidlá silniční dopravy II*. 2. Vyd. Skriptum. Žilina: Vysoká škola dopravy a spojov, 1992. 245 s. ISBN 80-7100-074-4
- [9] NĚMČEK, Miloš. *Geometrie* [software]. verze 3.3. ©2012
- [10] NĚMČEK, Miloš. *CSNw* [software]. verze 3.0. ©2011
- [11] FOLTA, Zdeněk a Milena HRUDIČKOVÁ. *Zpracování zátěžných spekter převodovky osobního automobilu za různých jízdních podmínek* [online]. [cit. 2013-11-05], Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů, VŠB-TUO, 2008, 32 s. Dokument ve formátu PDF. Dostupné z: http://www3.fs.cvut.cz/web/fileadmin/documents/12241-BOZEK/publikace/2008/2008_004_01.pdf

-
- [12] HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů* [online]. [cit. 2013-11-05] Ostrava: VŠB-TUO, 2007, 99 s. Dokument ve formátu PDF. Dostupné z: http://www.347.vsb.cz/files/hav35/Prednasky_VaKSD.pdf
- [13] LEINVEBER, Jiří a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky*. 5. vyd. Úvaly: ALBRA, 2011. ISBN 978-80-7361-081-4.
- [14] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. dotisk 1.vyd. Skriptum. Ostrava: VŠB-TUO, 2012. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [15] SKF LOŽISKA A.S. *Katalog kuličkových jednořadých ložisek* [online]. [cit. 2013-11-05]. Dokument ve formátu PDF. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>.
- [16] SKF LOŽISKA A.S. *Katalog válečkových ložisek* [online]. [cit. 2013-11-05]. Dokument ve formátu PDF. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515071.pdf>.
- [17] KOYO CORPORATION OF U. S. A. SALES DIVISION. *Needle Roller Bearings* [online]. [cit. 2013-11-05]. Dokument ve formátu PDF. Dostupné z: <http://www.koyousa.com/brochures/pdfs/catb2016e-4.pdf>
- [18] KLETEČKA, Jaroslav a Petr FOŘT. *Technické kreslení*. 1.vyd. Brno: CP Books, a.s., 2005. ISBN 80-251-0498-2.
- [19] *Bosch automotive handbook*. 7th ed. Plochingen, Germany: Robert Bosch GmbH, 2007. ISBN 978-083-7615-400.
- [20] ANDRT, Jaroslav a Tomáš MALINA. *Údržba a opravy automobilů Škoda Favorit, Forman, Pick up: určeno pracovníkům servisů, opravářům a řidičům*. 1. vyd. Praha: T. Malina, 1992, 464 s. ISBN 80-900-7593-2.
- [21] COOMBS, Mark. *Údržba a opravy automobilů Škoda Felicia 1.3, 1.3MPI, 1.6MPI a 1.9 diesel od 1995*. 1. vyd. České Budějovice: Kopp, 1999, 348 s. ISBN 80-723-2093-9.

11 Seznam příloh

Příloha A, *Součinitelé odporů vzduchu dle provedení karosérie, Rychlostní diagram vozidla, Silové působení na hřídele*

Příloha B, *Geometrické parametry soukolí 1 -5. Stupně, stálého záběru*

Příloha C, *Výpočet porovnávacích bezpečností soukolí 1.-5. Stupně, stálého záběru, Požadované porovnávací bezpečnosti jednotlivých soukolí*

Příloha D, *Stanovení ekvivalentního točivého momentu pro první stupeň z [11]*

Příloha E, *Pevnostní analýza vstupního hřídele*

Výkresová dokumentace:

BC - ROT0011 - 00, Převodovka - vnit. část

BC - ROT0011 - 03, Výstupní hřídel